



TUGAS AKHIR – TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PENGHANCUR SAMPAH
ALAT SUNTIK**

**TISA WARDATUL JANNAH H
NRP. 2114 039 003**

**DIMAS Jafa PUTRA
NRP. 2114 039 036**

**Dosen Pembimbing
Ir. BUDI LUWAR SANYOTO, MT.**

**Instruktur Pembimbing
JIWO MULYONO, S.Pd**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS – DISNAKERTRANS
PROVINSI JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



TUGAS AKHIR – TM 145648

**RANCANG BANGUN MESIN PENGHANCUR SAMPAH
ALAT SUNTIK**

**TISA WARDATUL JANNAH HIDAYAD
NRP. 2113 039 003**

**DIMAS JAJA PUTRA
NRP. 2113 039 036**

**Dosen Pembimbing
Ir. BUDI LUWAR SANYOTO, MT.**

**Instruktur Pembimbing
JIWO MULYONO, S.Pd**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
KERJASAMA ITS – DISNAKERTRANS
PROVINSI JAWA TIMUR
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT – TM 145648

PROTOTYPING SYRINGE SHREDDER MACHINE

TISA WARDATUL JANNAH H
NRP. 2114 039 003

DIMAS Jafa PUTRA
NRP. 2114 039 036

Counsellor Lecturer
Ir. BUDI LUWAR SANYOTO, MT.

Counsellor Instructor
JIWO MULYONO, S.Pd

**DEPARTMENT OF MECHANICAL INDUSTRIAL
ENGINEERING ITS – DISNAKERTRANS
EAST JAVA
Faculty of Vocation
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017**

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN MESIN PENGHANCUR SAMPAH ALAT SUNTIK

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan Untuk Memperoleh Gelar
Ahli Madya (A.Md)

pada

Program Studi Diploma III

Jurusan Teknik Mesin Industri Kerjasama Disnakertransduk

Fakultas Vokasi

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

1. Tisa Wardatul J.H

NRP. 2114 039 003

2. Dimas Jafa Putra

NRP. 2114 039 036

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir

Dosen Pembimbing

Instruktur Pembimbing


Ir. Budi Luvaila S. MT


Jiyo Mulvono S.Pd

NIP. 1962201114199003 1 002

NIP. 19610511 198203 1 007

Surabaya, 31 Juli 2017

RANCANG BANGUN MESIN PENGHANCUR SAMPAH ALAT SUNTIK

Nama : 1. Tisa Wardatul Jannah H.
2. Dimas Jafa Putra
NRP : 1. 2114 039 003
2. 2114 039 036
Jurusan : D3 Teknik Mesin VOKASI-ITS
Dosen Pembimbing I : Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT.
Instruktur Pembimbing : Jiwo Mulyono, S.Pd.

Abstrak

Limbah medis dari puskesmas merupakan salah satu limbah yang berbahaya, khususnya jarum suntik karena dapat mengandung berbagai penyakit menular. Untuk itu alat suntik harus dihancurkan agar tidak disalahgunakan seperti dipakai kembali atau dijual lagi oleh pihak yang tidak bertanggung jawab. Selama ini pihak puskesmas masih mengatasi sampah medis dengan mensterilkan jarum suntik menggunakan zat klorin dan membuangnya ke tempat sampah umum. Dengan itu suntik yang sudah dibuang dapat membahayakan orang yang ada disekitarnya.

Mesin ini dirancang menggunakan sistem pemakanan tiga pisau yang dipasang sejajar dan diletakkan di rumah pisau dengan cara dibaut sehingga mudah dalam pemasangan apabila pisau mengalami keausan dan membutuhkan pengasahan untuk mengembalikan ketajaman pisau.

Dari hasil perhitungan diperoleh daya motor yang dibutuhkan sebesar 0,5 HP, dengan putaran motor 1400 rpm yang ditransmisikan oleh belt dan pulley untuk menggerakkan tiga buah pisau yang dipasang sejajar pada rumah pisau. Setelah dilakukan uji coba, didapatkan hasil penghancuran alat suntik berupa butiran plastik sehingga mudah dalam pengolahan selanjutnya.

Kata kunci: mesin penghancur suntik, alat suntik, pisau.

PROTOTYPING SYRINGE SHREDDER MACHINE

Name : 1. Tisa Wardatul Jannah H.
2. Dimas Jafa Putra
NRP : 1. 2114 039 003
2. 2114 039 036
Subject : D3 Teknik Mesin VOKASI-ITS
Counsellor Lecturer I : Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT.
Counsellor Instructor : JIWO MULYONO, S.Pd.

Abstract

Medical waste from puskesmas is one of the most dangerous waste, especially syringes because it can contain various infectious diseases. Therefore, the syringe must be destroyed so as not to be abused as used or sold by irresponsible parties. So far, puskesmas still overcame medical waste by sterilizing needles using chlorine and throwing it into public trash. With the injection that has been removed can harm people around them.

This machine is designed using a three-blade fixture system mounted parallel and placed in a knife house with bolts so it is easy to install when a knife is worn and requires grinding to restore the knife's sharpness.

From the calculation results obtained the required motor power of 0.5 HP, with motor rotation 1400 rpm transmitted by belt and pulley to move three pieces that are installed parallel to the knife house. After the trial, the result of destruction of syringes in the form of plastic granules so easy in subsequent processing

Keywords: *syringe shredder machine, sryinges, knives.*

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas rahmat dan hidayah - Nya, tugas akhir yang berjudul **“Rancang Bangun Mesin Penghancur Sampah Alat suntik”** ini dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi ITS-Disnaker Surabaya, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu, Tugas Akhir ini juga merupakan suatu bukti yang diberikan almamater dan masyarakat.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sampai terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT dan junjungan besarku, Nabi Muhammad SAW yang telah memberikan ketenangan dalam jiwaku.
2. Ayah dan Ibu serta saudara-saudaraku tercinta yang benar-benar memberikan dorongan dan semangat dengan cinta dan kasih sayangnya yang tiada batas dan tak terbalaskan, doa dan restunya.
3. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin.
4. Bapak Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT. sebagai Dosen Pembimbing yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
5. Bapak Ir. Suhariyanto, MT. Selaku koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
6. Bapak Jiwo Mulyono, S.Pd. selaku koordinator program

studi di BLKIP Surabaya.

7. Bapak Lahuri selaku kepala UPT Pandai Besi Ngingas, Wedoro, Sidoarjo.
8. Abah Selamat selaku bapak pembimbing lapangan di UPT Pandai Besi Ngingas, Wedoro, Sidoarjo (081553835239).
9. Bapak Dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
10. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di bangku kuliah.
11. Semua teman yang telah membantu dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Aamiin.

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia biasa kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan, dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, mahasiswa D3 Mesin Disnaker pada khususnya.

Surabaya, 12 Juli 2017

Penulis

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Alat Suntik	7
Gambar 2.2 Bagian-bagian Alat Suntik	7
Gambar 2.3 Poros pada Mesin	9
Gambar 2.4 Ukuran penampang sabuk-V	13
Gambar 2.5 Daya yang Dapat Dipindahkan Sabuk	13
Gambar 2.6 Posisi Sabuk dan Pulley	16
Gambar 2.7 Kecepatan Keliling Pulley	16
Gambar 2.8 Sudut Kontal Pulley	19
Gambar 2.9 Baut Penjepit	27
Gambar 2.10 Macam Baut Untuk Pemakaian Khusus	29
Gambar 2.11 Macam-macam Mur	29
Gambar 2.12 Kerusakan Pada Baut	30
Gambar 2.13 Baut Untuk Beban Tumbukan	30
Gambar 2.14 Jenis Pasak dan Gaya yang Terjadi	32
Gambar 2.15 Bantalan (Bearing)	35
Gambar 2.16 Roda Gila	39
Gambar 3.1 Diagram Alir Pembuatan Mesin Penghancur Sampah Alat Suntik	40
Gambar 3.2 Desain Mesin Penghancur Sampah Alat Suntik	41
Gambar 4.1 Uji Coba 1 Pemotongan Spuit Bekas	48
Gambar 4.2 Uji coba 2 pemotongan spuit bekas	49
Gambar 4.3 Pemilihan Tipe Belt	54
Gambar 4.4 Kecepatan Keliling Pulley	55
Gambar 4.5 Sudut Kontak Pulley	59
Gambar 4.6 Free Body Diagram	67
Gambar 4.7 Gaya dan Momen Arah Horizontal	68
Gambar 4.8 Potongan Momen Bending I-I Horizontal	69
Gambar 4.9 Potongan momen bending II-II horizontal	70
Gambar 4.10 Potongan Momen Bending III-III Horizontal	71

Gambar 4.11 Potongan Beban merata reaksi tumpuan vertikal..	72
Gambar 4.12 Potongan Momen Bending I-I Vertikal	74
Gambar 4.13 Potongan Momen Bending II-II Vertikal.....	75
Gambar 4.14 Potongan Momen Bending III-III Vertikal	76
Gambar 4.15 Potongan Momen Bending IV-IV Vertikal.....	77
Gambar 4.16 Potongan Momen Bending V-V Vertikal	79
Gambar 4.17 Dimensi Pasak.....	83

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Dimensi V-belt.....	38
Tabel 4.2 Hasil data percobaan.....	85

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xi
 BAB I PENDAHULUAN	 1
1.1 Latar Belakang	2
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan	3
1.5 Manfaat	4
1.6 Sistematika Penulisan	4
 BAB II DASAR TEORI	 7
2.1 Alat Suntik	7
2.2 Analisa Gaya dan Torsi	8
2.3 Analisa Daya	8
2.4 Poros	9
2.5 Perencanaan Belt dan Pulley	12
2.6 Batu Gerinda	23
2.7 Mur dan Baut	27
2.8 Motor Penggerak	31
2.9 Pasak	32
2.10 Bantalan (Bearing)	33
2.11 Fly Wheel	38
 BAB III METODOLOGI	 39
3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Penghancur Sampah Alat Suntik	40
3.2 Observasi	40
3.3 Studi Literatur	40
3.4 Hasil Studi Lapangan	40

3.5 Perencanaan Alat dan Perhitungan	41
3.6 Pembuatan Mesin	41
3.7 Pengujian Alat dan Evaluasi	41
3.8 Penyusunan Laporan Akhir	41
3.9 Rancangan Mesin Penghancur Sampah Alat Suntik	42
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	47
4.1 Perencanaan Pisau	48
4.2 Analisa Gaya dan Torsi Pemotong	50
4.3 Analisa Daya Pemotongan	51
4.4 Perencanaan Belt dan Pulley	53
4.5 Perencanaan Poros.....	66
4.6 Momen Terbesar	80
4.7 Perhitungan Bantalan (Bearing)	81
4.8 Perhitungan Pasak	83
4.9 Hasil Percobaan.....	85
BAB V PENUTUP	86
5.1 Kesimpulan.....	86
5.2 Saran.....	87

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Layanan kesehatan seperti Pusat Kesehatan Masyarakat (Puskesmas) belum memiliki fasilitas khusus pengolahan limbah medis seperti Rumah Sakit. Sehingga membuat Puskesmas membuang sampah medis seperti alat suntik ke tempat sampah umum yang dapat menyebabkan penularan penyakit. Hal ini membuat Puskesmas yang harusnya menjadi panutan kesehatan masyarakat memiliki citra yang buruk dan tidak terakreditasi baik. Contohnya salah satu puskesmas yang berada di Desa Dasuk Sumenep Madura, yang selama ini masih mengatasi sampah medis dengan mensterilkan alat suntik menggunakan zat klorin lalu disimpan dalam safety box dan membuangnya ke tempat sampah umum. Hal ini dapat menyebabkan tersebarnya penyakit menular yang membahayakan bagi masyarakat sekitar. Kemudian setiap 2 minggu sekali sampah alat suntik tersebut dibakar di halaman belakang puskesmas bersama dengan sampah non-medis yang menyebabkan pencemaran udara. Tidak hanya itu, bahkan hal tersebut bisa memicu pihak yang tidak bertanggung jawab mendaur ulang sampah jarum suntik agar bisa digunakan kembali.

Untuk itu kami membuat alat penghancur sampah alat suntik yang dilengkapi dengan pisau berbahan ST 90 sebagai penghancur tabung plastic suntik (spuit) dan batu gerinda silinder sebagai penghancur jarum suntik. Dengan

memanfaatkan panas tinggi yang ditimbulkan dari putaran batu gerinda ketika proses penghancuran dilakukan secara terpisah dalam satu mesin, yang mampu menghancurkan dan mensterilkan keseluruhan yaitu jarum suntik dan tabung suntik plastik (*sput*) menjadi potongan berukuran milimeter. Hasil dari proses tersebut berupa potongan plastik steril yang berukuran milimeter yang dapat dimanfaatkan sebagai bahan baku biji plastik yang akan menjadi produk seperti ember melalui proses *down-cycling* (Purwanti, 2015). Serta potongan jarum suntik steril yang berukuran milimeter.

“Sebelumnya Lembaga Ilmu Pengetahuan Indonesia (LIPI) sudah mengembangkan alat untuk menghancurkan limbah jarum suntik dengan menggunakan *electrical arc* yang dapat menghancurkan bahan metal jarum suntik menjadi serbuk. Namun tidak pada tabung suntik plastik atau *sput* dan hal tersebut menjadi permasalahan untuk mengurainya” terang Yesi seperti dikutip dari situs resmi UMY. (Marta Elizabet.15 Oktober 2011<http://ppni1b.blogspot.co.id> . 00:53)

Dengan pemakaian alat ini, diharapkan dapat menanggulangi limbah alat suntik yang mencapai 30-50 buah alat suntik dengan ukuran 1 ml-50 ml yang dibuang perharinya menjadi habis. Serta meningkatkan citra puskesmas agar layak menjadi panutan masyarakat .

1.2. Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam rancang bangun mesin ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana merancang mesin penghancur sampah alat suntik (sput dan jarum suntik) yang menggunakan satu kali proses ?
2. Bagaimana merancang desain pisau dan rumahan pisau untuk mesin penghancur sampah alat suntik ?
3. Bagaimana mewujudkan mesin penghancur sampah alat suntik yang dapat menghancurkan sput dan jarum suntik dalam satu kali proses ?

1.3. Batasan Masalah

Pada pembahasan yang ada, dilakukan suatu pembatasan masalah agar pembahasan tidak meluas, diantara batasan tersebut yaitu:

1. Spesimen yang digunakan adalah alat suntik dengan ukuran 3 ml, 5 ml, dan 10 ml.
2. Pisau yang digunakan untuk menghancurkan tabung plastik (sput) bekas menggunakan 3 pisau yang diletakkan di rumah pisau dan satu pisau diam . Sedangkan penggunaan batu gerinda untuk menghancurkan jarum suntik bekas.
3. Kekuatan sambungan las pada rangka diasumsikan aman untuk digunakan.
4. Tidak membahas mengenai rangkaian kelistrikan.

1.4. Tujuan

Tujuan yang akan dicapai adalah sebagai berikut :

1. Merancang dan membuat mesin penghancur sampah alat suntik berupa jarum suntik dan tabungnya guna menanggulangi limbah medis di puskesmas.
2. Memperoleh desain pisau yang menggunakan 1 kali proses pengerjaan yang dapat membantu puskesmas mengatasi limbah alat suntik.
3. Mengetahui perhitungan elemen mesin antara lain : gaya yang dibutuhkan pisau untuk proses penghancuran suntik, tipe belt dan pulley yang sesuai, diameter poros yang aman, dan daya motor yang digunakan.

1.5. Manfaat

1. Mampu menghancurkan sampah alat suntik dengan 1 kali proses pengerjaan.
2. Dengan mesin ini diharapkan dapat mengatasi sampah alat suntik di puskesmas sehingga menciptakan rasa aman dan nyaman bagi masyarakat sekitar.

1.6. Sistematikan Penulisan

Penyusunan Tugas Akhir ini terbagi dalam lima bab yang secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut:

BAB 1. PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang masalah, tujuan, batasan masalah, manfaat, dan sistematika penulisan laporan tugas akhir.

BAB 2. DASAR TEORI

Pada bab ini dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan laporan tugas akhir.

BAB 3. METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi perencanaan pembuatan alat, diagram alir pembuatan alat, dan proses mekanisme kerja alat.

BAB 4. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dijelaskan mengenai pengujian elemen mesin yang didapat setelah perencanaan dan perhitungan elemen mesin.

BAB 5. KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab ini memuat kesimpulan berdasarkan tujuan Tugas Akhir dan saran yang dibuat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

“halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB 2

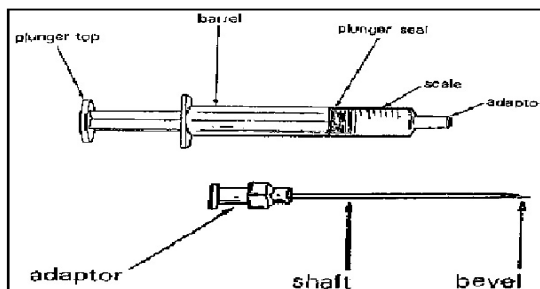
DASAR TEORI

2.1 Alat Suntik

Alat suntik merupakan pompa piston sederhana untuk menyuntikkan atau menghisap cairan atau gas. Alat suntik terdiri dari jarum hipodermik dan tabung plastik (sprit). Alat suntik hanya boleh digunakan satu kali pakai agar tidak menyebabkan tersebarnya penyakit seperti HIV/AIDS, TBC, Hepatitis dan penyakit menular lainnya. Kapasitas alat suntik antara lain 1 ml, 3 ml, 10 ml, dan yang lainnya. (*Arthur E. Smith.1949-1950*).



Gambar 2.1. *Alat Suntik*



Gambar 2.2. *Bagian-bagian Alat Suntik*

2.2. Analisa Gaya dan Torsi Pemotong

Sebelum pembuatan mesin dilakukan percobaan awal mengetahui besarnya gaya potong pada spuit bekas. Hasil percobaan akan mendapatkan gaya potong rata-rata . Setelah itu dapat dihitung besarnya gaya potong menggunakan rumus dengan menganalisa proses pemotongan yang akan dilakukan:

$$F_p = F_{rata-rata} \cdot z$$

Dimana :

F_p = gaya potong pisau (N)

z = jumlah pisau

Setelah menghitung gaya pemotongan maka kita bisa menghitung Torsi menggunakan rumus dengan menganalisa gaya pemotongan yang dilakukan:

$$\tau = F \times r$$

Dimana :

τ = Torsi (Kgf.mm)

F = Gaya Pemotongan (Kgf)

r = Panjang Lengan (mm)

2.3. Analisa Daya

Daya yang dibutuhkan mesin penghancur spuit bekas dapat dihitung dengan rumus berikut, yaitu :

$$\tau = 9,74.10^5 \frac{P}{n}$$

Keterangan :

τ = Torsi (Kgf.mm)

P = Daya Perencanaan (Kw)

n = putaran poros (rpm)

Menghitung Kecepatan Sudut,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n2}{30}$$

Keterangan :

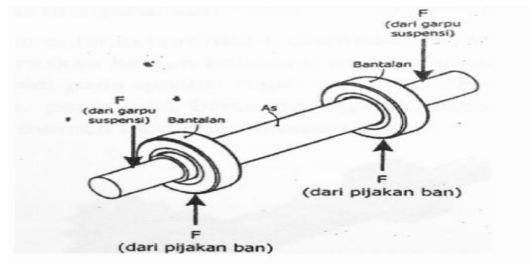
ω = Kecepatan Sudut (rad/s)

n2 = Putaran Poros (rpm)

$\pi = 3,14$

2.4 Poros

Poros merupakan sebuah elemen mesin berbentuk silinder pejal yang berfungsi sebagai penerus daya dan tempat dudukan elem-elemen seperti pully,sprocket,roda gigi,dan kopling dan juga sebagai elemen penerus daya dan putaran dari penggerak mesin. Poros merupakan bagian terpenting, karena berfungsi sebagai komponen penerus putaran atau daya.



Gambar 2.3. Poros pada Mesin

Poros dapat menerima pembebanannya. Gaya tekan yang terjadi menimbulkan momen lentur juga menyebabkan torsi. Berdasarkan pada perencanaan alat ini, poros tersebut termasuk kedalam poros horizontal. (Sumber : Ir. Hery Sonawan, MT. Perencanaan elemen mesin, 2010).

2.4.1 Macam-macam Poros

Poros untuk meneruskan gaya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut.

(1) Poros Tranmisi

Poros macam ini terdapat beban punter murni atau punter dan lentur. Daya ditranmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk atau sproket rantai, dll.

(2) Spindel

Poros tranmisi yang relatife pendek, seperti poros uatama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran, disebut spindle. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

2.4.2. Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan.

(1) Kekuatan poros

Suatu poros tranmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan

lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat `beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

(2) Kelenturan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksipuntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu, disamping kekuatan poros, kekuatannya juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

2.4.3. Bahan poros :

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inchi digunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Jika yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347,3140,4150,5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain – lain).

2.4.4. Poros Dengan Beban Puntir

Untuk merencanakan sebuah poros, yang diperlukan adalah momen putir dengan persamaan sebagai berikut :

$$\tau t = \frac{5,1 Mt}{ds^3} \leq \frac{Ks.\sigma yp}{sf}$$

Keterangan :

Mt = Momen Puntir

N = Daya yang ditransmisikan

n = Putaran Poros

ds = Diameter Poros

Dimana , $Mt = 63.000 \frac{N}{n}$ (*Elemen Mesin I,*

Bab VIII hal. 99).

Keterangan :

Mt = Momen Torsi

N = daya yang ditransmisikan

n = putaran poros

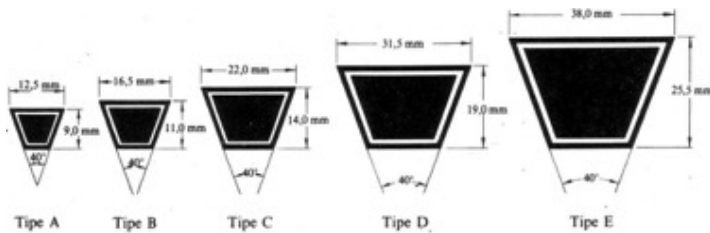
2.5. Perencanaan Belt dan Pulley

Belt dan **Pulley** digunakan untuk memindahkan daya atau tenaga dari motor. Transmisi dengan sabuk atau rantai termasuk luwes / fleksibel. Transmisi dengan sabuk dapat digolongkan menjadi 3 (tiga) kelompok yaitu:

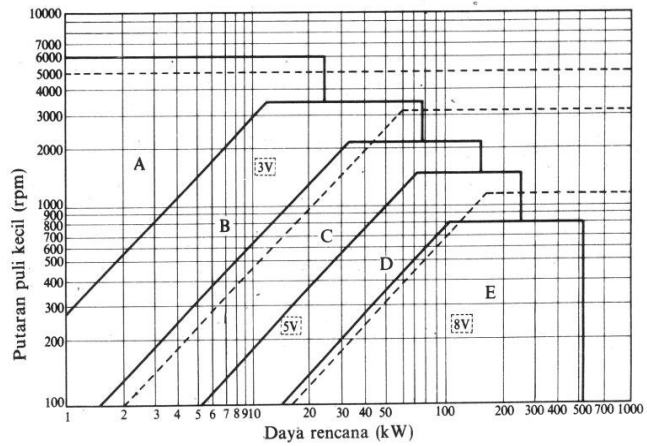
- a. **Belt rata.** Dipasang pada puli silinder dan meneruskan momen antara dua poros yang berjarak sampai 10 meter dengan perbandingan putaran 1/1 sampai 6/1.
- b. **Belt dengan penampang trapesium.** Dipasang pada puli dengan alur dan meneruskan momen antara dua poros yang berjarak sampai 5 meter dengan perbandingan putaran 1/1 sampai 7/1.

- c. **Belt dengan gigi** yang digerakkan dengan sproket dengan jarak pusat sproket sampai 2 meter. Perbandingan putaran 1/1 sampai 6/1.

Sebagian besar transmisi sabuk menggunakan sabuk-V karena penanganan mudah dan harga murah. Kecepatan sabuk bervariasi dari 10 sampai 20 m/s dan kecepatan maksimum 25 m/s. Daya yang dipindahkan dapat mencapai 500 kW. Pada saat beroperasi, sabuk mengalami slip sehingga sabuk tidak dapat meneruskan putaran dengan perbandingan yang tepat.



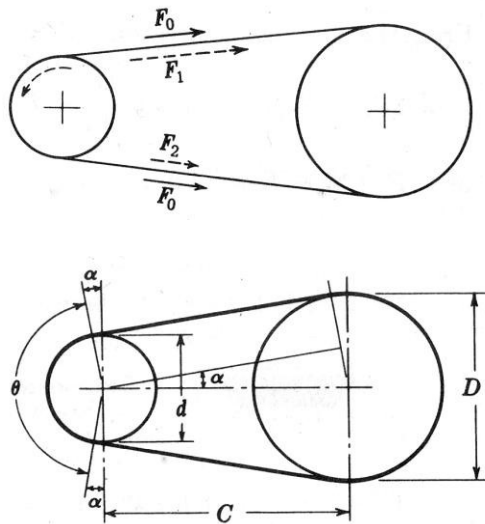
Gambar 2.4. *Ukuran penampang sabuk-V*



Gambar 2.5. Daya yang dapat dipindahkan sabuk

2.5.1 Panjang, Gaya dan Tenaga Sabuk

Kebutuhan panjang sabuk yang digunakan untuk menghubungkan dua buah puli tergantung pada diameter puli (penggerak dan yang digerakkan), jarak pusat kedua puli dan sifat penggerakan (*open belt* atau *cross belt*).



α = sudut kontak antara sabuk dan pulley, C = jarak pusat puli, d dan D = diameter pulley

Menghitung Jarak Sumbu Poros Pulley dengan Pulley Perencanaan :

$$D_p < C < 3 (D_p + d_p)$$

Keterangan :

Diameter pulley kecil (d_p)

Diameter pulley besar (D_p)

Gaya tegangan yang terjadi pada sabuk karena sabuk V biasanya digunakan untuk menghantarkan putaran, maka perbandingan yang umum menggunakan rumus :

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{dp_1}{dp_2} = \frac{1}{u} = u ; \frac{1}{i} \dots \dots \dots (\text{lit 5, hal.458})$$

Keterangan :

n_1 = putaran pulley besar (rpm)

n_2 = putaran pulley kecil (rpm)

dp_1 = diameter pulley 1 (mm)

dp_2 = diameter pulley 2 (mm)

I = perbandingan reduksi

Rumus yang digunakan untuk perhitungan sabuk :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(d_{p1} + d_{p2}) + \frac{1}{4C}(d_{p1} + d_{p2})^2$$

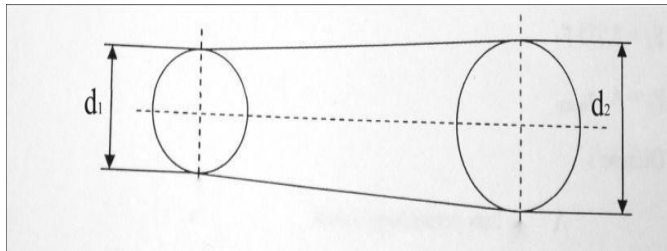
Keterangan :

L = panjang sabuk (mm)

C = jarak antara sumbu poros (mm)

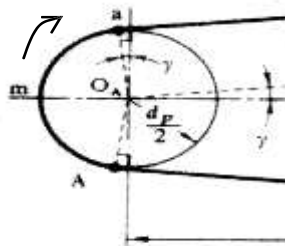
dp_1 = diameter pulley besar (mm)

dp_2 = diameter pulley kecil (mm)



Gambar 2.6. Posisi sabuk dan pulley

2.5.2. Kecepatan Keliling Pulley



Gambar 2.7. Kecepatan keliling pulley

$$vb = \frac{\pi \cdot dp \cdot n1}{60 \cdot 1000}$$

Keterangan :

$n1$ = putaran motor (rpm)

dp motor = Diameter Pulley motor (mm)

Untuk mencari besar sudut kontak antara sabuk dan pulley dapat kita gunakan persamaan rumus dibawah ini adalah :

$$\alpha = \text{Arc sin } \frac{r2-r1}{c}$$

$$\theta = (180^{\circ} - 2\alpha) \frac{\pi}{180}$$

Keterangan :

α = sudut inklinasi

r_1 = jari-jari *pulley* I (mm)

r_2 = jari-jari *pulley* II (mm)

C = jarak antara dua sumbu poros (mm)

θ = sudut kontak (rad)

Untuk menghitung tegangan yang terjadi pada sabuk, terlebih dahulu dihitung torsi yang diakibatkan oleh putaran poros motor dengan menggunakan persamaan rumus dibawah ini :

$$P = (T_1 - T_2) V$$

Keterangan :

P = daya motor

T_1 = tegangan sabuk pada sisi kencang

T_2 = tegangan sabuk pada posisi kendur

V = kecepatan linear sabuk

2.5.3. Gaya Keliling Belt

Gaya keliling belt dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F = \beta \cdot F_{rated}$$

Dimana :

$$\beta = 1,5-2$$

$$Frated = \frac{102 \cdot p}{vb}$$

Keterangan :

p = Daya Pemotongan

vb = Kecepatan keliling pulley

2.5.4. Tegangan Belt

Tegangan belt dapat diketahui dengan rumus :

$$\sigma b = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma 0$$

Keterangan :

Untuk V-belt : $\sigma 0 = 12 \text{ Kg/cm}^2$

Untuk V-belt : $\varphi 0 = 0,9$

2.5.5. Jarak Sumbu Poros

Untuk menghitung jarak sumbu poros yang akan dipakai, maka digunakan rumus :

$$B = 2 \cdot L - 3,14(Dp + dp)$$

Keterangan :

L = panjang sabuk (mm)

Dp = Diameter Pulley Motor (mm)

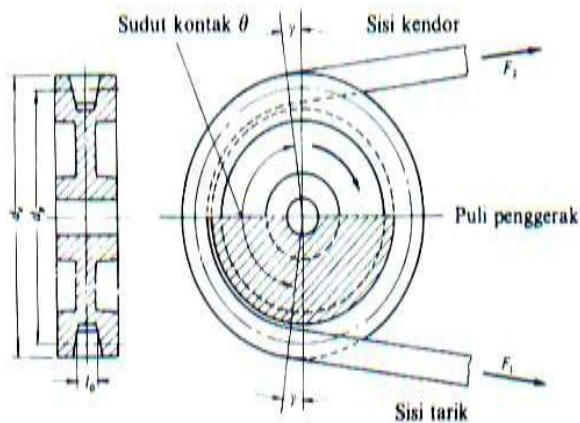
dp = Diameter Pulley poros (mm)

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 8(Dp - dp)^2}}{8}$$

Dimana,

$$B = 2 \cdot L - 3,14 (D_p + d_p)$$

2.5.6. Sudut Kontak pada Pulley



Gambar 2.8. Sudut kontak pada pulley

Besarnya sudut kontak antara pulley dan belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\theta = 180^\circ - \frac{57 (D_p - d_p)}{C}$$

Keterangan :

D_p = Diameter Pulley Motor (mm)

d_p = Diameter Pulley poros (mm)

C = Jarak antara poros pada pulley

2.5.7. Gaya Efektif Belt

Gaya efektif belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut :

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$F_1/F_2 = e^{\mu'\theta}$$

Keterangan :

F_e = Gaya efektif belt (Kgf)

$\mu = 0,3$

$\theta = 3,11 \text{ rad}$

Dimana :

$$F_e = \frac{T_4}{r_p} \quad , T_4 = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P}{n_1}$$

Keterangan :

T_4 = Torsi

r_p = jari-jari pulley poros

2.5.8. Tegangan Maksimum pada Belt

Untuk menghitung tegangan maksimum pada belt dapat menggunakan rumus:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{\min}}$$

Diketahui :

$h = 8 \text{ mm}$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 10)

$\gamma = 1,4 \text{ Kgf/dm}^3$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 10)

$Eb = 800 \text{ Kgf/cm}^2$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 10)

σ_0 = Gaya awal

F = Gaya efektif (Kgf)

A = Luas penampang belt (cm^2)

v_b = Kecepatan keliling pulley

g = Gravitasi (9,81)

D_{min} = Diameter pulley

2.5.9. Jumlah Putaran Belt

Untuk mengetahui jumlah putaran belt per detik digunakan rumus sebagai berikut :

$$u = \frac{v}{L}$$

Diketahui :

v = Kecepatan keliling pulley

L = Panjang sabuk (mm)

2.5.10. Umur Belt

Umur belt dapat diketahui dengan rumus :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot z} \cdot \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Diketahui :

$N_{base} = 10^7$ cycle

$u = 6,13 \text{ s}^{-1}$

z = jumlah belt

$\sigma_{fat} = 90 \text{ Kgf/cm}^2$ untuk V-Belt

σ_{max} = Tegangan maksimum pada belt

$m = 8$

2.5.11. Dimensi Pulley

Untuk V-belt type A diperoleh data-data (lampiran 8) sebagai berikut :

Diketahui :

$e = 12,5 \text{ mm}$

$$c = 3,5 \text{ mm}$$

$$t = 16 \text{ mm}$$

$$s = 10 \text{ mm}$$

$$v = 34^{\circ} - 40^{\circ}$$

Sehingga :

A . Diameter pulley penggerak (D_m) :

- a) Mencari Diameter Luar Pulley

$$D_{out} = D_m + 2 \cdot c$$

Keterangan :

D_m = diameter pulley poros

- b) Mencari Diameter Dalam Pulley

$$D_{in} = D_{out} - 2 \cdot \square$$

- c) Mencari Lebar Pulley

$$B = (z - 1)t + 2 \cdot s$$

B. Pulley yang digerakkan (D_p) :

- a) Diameter Pulley Luar yang Digerakkan

$$D_{out} = D_p + 2 \cdot c$$

2.5.12. Gaya Berat Pulley yang Digerakkan

Diketahui massa pulley 1 kg, sehingga :

$$W = m \cdot g$$

Keterangan :

m = massa pulley (Kgf)

g = Gaya gravitasi (9,8)

2.5.13. Gaya Pulley Terhadap Poros

Besarnya gaya pulley yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$Fr = \frac{F}{\varphi} \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

Diketahui :

F = Gaya efektif (Kgf)

$\varphi = 0,7$

$\theta = 162,26^\circ$

2.5.14. Gaya Maksimum pada Pulley

Untuk menentukan gaya maksimum pada pulley menggunakan rumus :

$$F_{max} = \sigma \max. A$$

Diketahui :

$$\sigma \max = 134,0545 \text{ Kgf/cm}^2$$

A = Luas penampang pulley

2.6. Batu Gerinda

Gerinda adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menghaluskan benda kerja atau untuk mengasah mempertajam benda seperti pisau, golok dan senjata tajam lainnya. Sebagai pengguna kita harus memperhatikan dalam menggunakan *mesin gerinda*, untuk batu gerinda dengan permukaan kasar digunakan pada waktu awal, dan untuk batu gerinda dengan permukaan halus digunakan untuk menghaluskan atau pengasahan *mata bor*.

Batu gerinda banyak digunakan di bengkel-bengkel pengerjaan logam. Batu gerinda sebetulnya juga menyayat seperti penyayatan pada pisau milling, hanya penyayatannya sangat halus, dan tatalnya tidak terlihat seperti milling. Tatal

hasil penggerindaan ini sangat kecil seperti debu.

Dari berbagai bentuk batu gerinda sebenarnya bahan utamanya hanya terdiri dari dua jenis pokok, yaitu butiran bahan asah/pemotong(abrasive) dan perekat (bond).

Fungsi batu gerinda adalah sebagai berikut:

- . Untuk penggerindaan silindris, datar dan profil.
- . Menghilangkan permukaan yang tidak rata.
- . Untuk pekerjaan finishing permukaan.
- . Untuk pemotongan.
- . Penajaman alat-alat potong.

Jenis-jeni dan Fungsi dari beberapa jenisnya :

1. **Batu Gerinda Flat wheels**, untuk melakukan penggerindaan alat-alat potong seperti *handtap*, *countersink*, *mata bor*, dan sebagainya.
2. **Batu Gerinda Cut wheels**, untuk melakukan penggerindaan alat-alat potong seperti *cutter*, *pahat bubut*, dan sebagainya.
3. **Batu Gerinda Dish grinding wheels**, untuk melakukan penggerindaan profil pada *cutter*.
4. **Batu Gerinda Shaped grinding wheels**, untuk memotong alat potong ataupun material yang sangat keras, seperti *HSS*, material yang sudah mengalami proses *heat treatment*.
5. **Batu Gerinda Cylindrical grinding wheels**, untuk melakukan penggerindaan diameter dalam suatu jenis

produk.

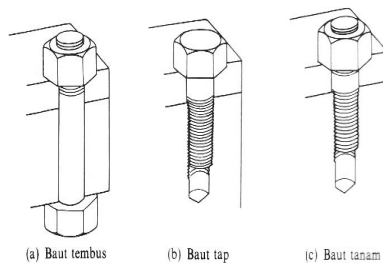
6. **Batu Gerinda Saucer Grinding Wheels**, *Gerinda* ini biasa digunakan untuk mengerinda bergelombang dan gerinda pemotong. Ini menemukan penggunaan yang luas di non-mesin daerah, karena hal ini filers bertemu digunakan oleh roda piring untuk menjaga bilah gergaji.
7. **Batu Gerinda Diamond Grinding Wheels**, Dalam roda berlian berlian industri tetap terikat ke tepi. Digunakan untuk mengerinda bahan-bahan keras seperti beton, batu permata dll. Sebuah melihat menggorok dirancang untuk mengiris batu permata seperti bahan keras. Selain fungsi yang berbeda pada setiap jenis batu, juga mempunyai warna batu yang berbeda pula, dimana setiap warna yang dimiliki batu mempunyai karakteristik yang berbeda pula, di pasaran pada umumnya terdapat warna merah muda, putih dan hijau.

2.7. Mur Dan Baut

2.7.1 Baut

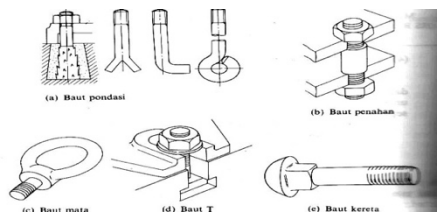
Baut digolongkan menurut bentuk kepalanya, yaitu segi enam, soket segi enam, dan kepala persegi. Baut dan mur dapat dibagi sebagai berikut: baut penjepit, baut untuk pemakaian khusus, dan mur, seperti diuraikan di bawah ini.

1. Jenis Baut Penjepit :
 - a. Baut tembus, untuk menjepit dua bagian melalui lubang tembus, dimana jepitan diketatkan dengan sebuah mur.
 - b. Baut tap, untuk menjepit dua bagian, dimana jepitan diketatkan dengan ulir yang ditapkan pada salah satu bagian.
 - c. Baut tanam, merupakan baut tanpa kepala dan diberi ulir pada kedua ujungnya. Untuk dapat menjepit dua bagian, baut ditanam pada salah satu bagian yang mempunyai lubang berulir, dan dijepitkan dengan sebuah mur.



Gambar 2.9. Baut Penjepit

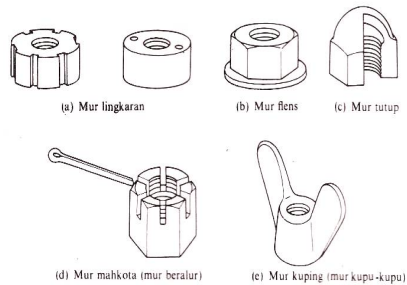
2. Baut pemakaian khusus (gambar 2.7), dapat berupa:
- a. Baut pondasi, untuk memasang mesin atau bangunan pada pondasinya. Baut ini ditanam pada pondasi beton, dan jepitan pada bagian mesin atau bangunan di ketatkan dengan mur.
 - b. Baut penahan, untuk menahan dua bagian dalam jarak yang tetap.
 - c. Baut mata atau baut kait, dipasang pada badan mesin sebagai kaitan untuk alat pengangkat.
 - d. Baut T, untuk mengikat benda kerja atau alat pada meja atau dasar yang mempunyai alaur T, sehingga letaknya dapat di atur.
 - e. Baut kereta, banyak dipakai pada badan kendaraan. Bagian persegi di bawah kepala dimasukkan ke dalam lubang persegi yang pas sehingga baut tidak ikut berputar pada waktu mur diketatkan atau dilepaskan.
 - f. Disamping baut khusus yang telah disebutkan di atas, masih banyak jenis yang lain. Tetapi tidak akan dikemukakan semuanya.



Gambar 2.10. *Macam Baut Untuk Pemakaian Khusus*

2.7.2 Mur

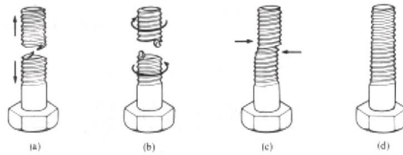
Pada umumnya mur mempunyai bentuk segi enam. Tetapi untuk pemakaian khusus dapat dipakai mur dengan bentuk yang bermacam-macam, seperti mur bulat, mur flens, mur tutup, mur mahkota, dan mur kuping.



Gambar 2.11. *Macam-Macam Mur*

2.7.3 Pemilihan Mur Dan Baut

Baut dan mur merupakan alat pengikat yang sangat penting. Untuk mencegah kecelakaan, atau keusakan pada mesin, pemilihan baut dan mur sebagai alat pengikat harus dilakukan dengan seksam untuk mendapatkan ukuran yang sesuai. Dalam gambar 2.14 diperlihatkan macam-macam kerusakan yang dapat terjadi pada baut.

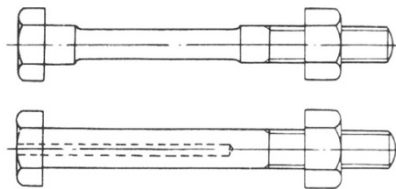


Gambar 2.12. *Kerusakan Pada Baut*

- a. putus karena tarikan c. putus karena geseran
- b. putus karena puntiran d. ulir lumur (dol)

Baut yang mendapat beban tumbukan dapat putus karena ada konsentrasi tegangan pada bagian akar profil ulir. Dengan demikian diameter inti baut dapat diambil cukup besar untuk mempertinggi faktor keamanannya. Baut khusus untuk menahan tumbukan biasanya dibuat panjang, dan bagian tengah yang tidak berulir dibuat diameter lebih kecil dari pada diameter intinya, atau diberi

lubang pada sumbunya sepanjang bagian yang tidak berulir, seperti dalam gambar 2.11



Gambar 2.13. *Baut Untuk Beban Tumbukan*

2.8 Motor penggerak

Berfungsi sebagai sumber tenaga penggerak yang dihasilkan, kemudian akan diteruskan ke penggerak yang lain. Menentukan daya motor dipengaruhi oleh daya yang terjadi pada poros, *pulley* dan kecepatan putaran pada poros penggerak.

Adapun persamaan dibawah ini yang dipakai untuk mencari kecepatan yang terjadi terdapat pada persamaan dibawah ini:

$$V_c = \frac{\pi d n}{1000} \dots\dots\dots (\text{lit 5, hal.664})$$

Keterangan : V_c = kecepatan(m/menit)

n = putaran(rpm)

d = diameter(mm)

Adapun perhitungan menentukan besar dan daya yang dibutuhkan bisa kita ketahui dengan mempergunakan persamaan rumus dibawah ini:

$$P = V_c.M \dots\dots\dots (\text{lit 5, hal.664})$$

Keterangan :

P = daya yang dibutuhkan(kw)

V_c = putaran pada poros(m/menit)

M = momen(kgm)

Sedangkan untuk mencari daya yang akan digunakan, dapat kita gunakan rumus dibawah ini :

$$P_d = P.f_c$$

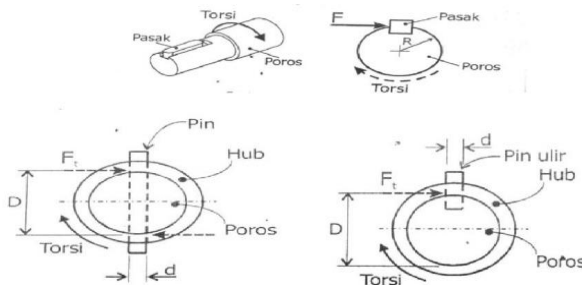
Keterangan : P_d = daya rencana(kw)
 P = daya yang dibutuhkan (kw)
 f_c = factor koreksi (pada tabel 2.1 Faktor koreksi)

Tabel 2.1 Faktor koreksi

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,6 - 2,0
Daya normal	1,0 - 1,5
Daya minimum yang diperlukan	0,4 - 0,9

2.9 Pasak

Pasak adalah elemen mesin yang digunakan untuk menetapkan atau menahan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, pulley, kopling dan lain-lain pada poros. Jika pasak dipasang tidak benar antara poros dan pulley, maka kemungkinan akan terjadi slip bagian tersebut.



Gambar 2.14. Macam-macam jenis pasak dan gaya yang terjadi

Dalam perencanaan pasak perlu diperhatikan panjang pasak jangan terlalu panjang dengan diameter poros. Karena lebar pasak sudah standarkan, maka ditimbulkan oleh gaya F yang besar hendaknya dibatasi dengan menyesuaikan panjang pasak. Namun demikian pasak terlalu panjang yang tidak dapat menahan beban .

$$F = \frac{T}{D}$$

Keterangan :

F = Gaya (N)

T = Momen rencana poros(kgf/mm)

D= Diameter poros (mm)

Pada Mesin penghancur sampah alat suntik dipilih pasak dengan bahan yang lemah sehingga pasak akan lebih dahulu rusak daripada porosnya. Rumus-rumus perhitungan pasak adalah sebagai berikut :

2.9.1. Tegangan Geser Izin Bahan

$$\tau_{gi} = \frac{\sigma_b}{sf_1 \cdot sf_2}$$

Keterangan :

τ_{gi} = Tegangan geser ijin bahan (kg/mm²)

σ_b = Tegangan tarik bahan (kg/mm²)
(dilihat tabel 4.4)

Sf1 = Faktor koreksi terhadap puntir

Sf2 = Faktor koreksi terhadap alur pasak

2.10. Bantalan

Bantalan (*Bearing*) merupakan salah satu bagian dari elemen mesin yang memegang peranan cukup

penting karena fungsi dari bantalan yaitu untuk menumpu sebuah poros agar poros dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebihan. Bantalan harus cukup kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Pada umumnya bantalan dapat diklasifikasikan menjadi dua bagian yaitu :

- a. Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros.
 - 1). Bantalan luncur Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.
 - 2). Bantalan gelinding Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola, rol, dan rol bulat.
- b. Berdasarkan arah beban terhadap poros.
 - 1). Bantalan radial Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu.
 - 2). Bantalan aksial Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
 - 3). Bantalan gelinding khusus Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.



Gambar 2.15. *Bantalan (Bearing)*

2.10.1. Menghitung Beban Ekuivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA yang dimaksud dengan Beban equivalent adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring dalam berputar sedangkan ring luar tetap. Ini akan memberikan umur yang sama seperti pada bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Untuk menghitung beban equivalent pada bantalan dapat menggunakan rumus :

$$P = X \cdot V \cdot F_R + Y F_a$$

Dimana :

P = Beban ekuivalen (lb)

F_R = Beban radial (lb)

F_a = Beban aksial (lb)

V = Faktor putaran konstanta
 = 1,0 untuk ring dalam berputar
 = 1,2 untuk ring luar berputar
 X = Konstanta radial dari tabel
 Y = Konstanta aksial dari tabel yang sama

2.10.2. Menghitung Gaya Radial Pada Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$F_r = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2}$$

Dimana :

F_r = beban radial dalam (kgf)
 F_h = gaya sumbu horizontal (kgf)
 F_v = gaya sumbu vertikal (kgf)

2.10.3. Menghitung Umur Bantalan

Dalam memilih bantalan gelinding umur bantalan sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan, yaitu :

1. Umur (Life) Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti ring atau bola atau roll.
2. Umur Berdasarkan Kepercayaan (Rating Life) Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (reliability) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan

dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10h} dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.

3. Basis Kemampuan Menerima Beban (Basic Load Rating) Disebut juga dengan basic load rating (beban dinamic) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.
4. Kemampuan menerima beban statis (basic static load rating) Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalannya, yang diberikan bidang tekanan, disimbulkan dengan C .

Umur dari bantalan dapat dihitung dengan persamaan :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^b$$

Dimana :

L_{10} = umur bantalan (jam kerja)

C = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb)

P = beban equivalent (lb)

b = 3, untuk bantalan dengan bola

= 10/3 bila bantalan adalah Bantalan Rol

n_p = putaran poros (rpm)

2.11. Fly Wheel

Fly Wheel atau yang biasa disebut dengan roda gila berfungsi untuk menyimpan tenaga putar (inertia) yang dihasilkan mesin pada langkah usaha, sehingga poros engkol (crank shaft) dapat tetap berputar terus menerus pada langkah langkah lainnya. Hal ini mengakibatkan mesin berputar dengan lembut yang diakibatkan getaran tenaga yang dihasilkan.

Roda gila terbuat dari bahan baja tuang dengan mutu tinggi yang diikat oleh baut pada bagian belakang poros engkol pada kendaraan yang menggunakan transmisi manual. Roda gila dilengkapi dengan ring gear yang dipasangkan dibagian luarnya, fungsinya untuk perkaitan dengan gigi pinion dari motor starter.

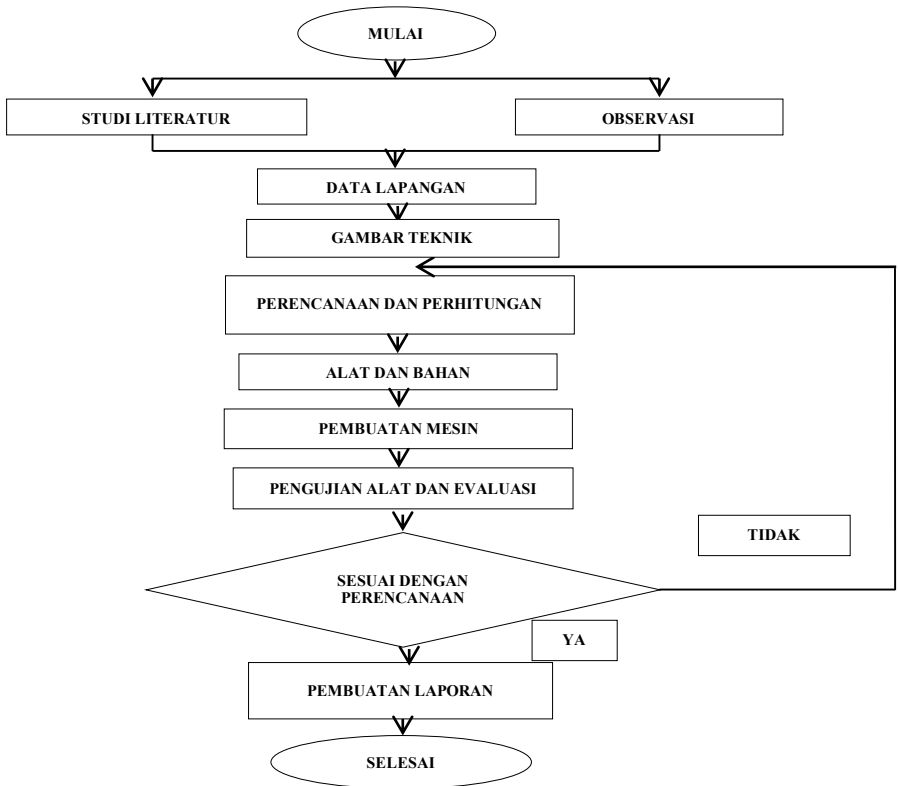
Sehingga roda gila juga berfungsi untuk menerima tenaga putar dari motor starter, dan kemudian meneruskannya ke poros engkol, sehingga poros engkol dapat berputar dan mesin dapat mulai hidup



Gambar 2.16. *Roda Gila (FlyWheel)*

BAB 3 METODOLOGI

3.1. Diagram Alir Pelaksanaan Program



Gambar 3.1. Diagram alir pelaksanaan program

3.2. Observasi

Melakukan kunjungan ke Puskesmas Dasuk Sumenep, Madura. Di Puskesmas tersebut, kami mendapati sampah medis yang berupa alat suntik yang disimpan dalam *safetybox* lalu dibuang ke tempat sampah umum. Terlebih lagi, kami juga menemukan sampah jarum suntik yang berserakan di halaman belakang puskesmas yang sangat membahayakan masyarakat sekitar apabila tertusuk jarum suntik bekas tersebut karena dapat menyebabkan tersebarnya penyakit menular seperti HIV/AIDS, Cacar, TBC, dan penyakit lainnya.

3.3. Studi Literatur

Studi Literatur merupakan tahap pencarian data yang berupa buku ilmiah, artikel di internet, maupun literatur untuk mencari sumber-sumber yang relevan dan dapat dipercaya guna mendukung ide tugas akhir yang akan kami buat. Selain itu kami juga melakukan kunjungan langsung ke Puskesmas Dasuk, Sumenep Madura agar mendapatkan data-data yang relevan.

3.4 Data lapangan

Dari lapangan didapat data bahwa proses pembuangan alat suntik yang telah di simpan dalam *safety box* bercampur dengan sampah non-medis kemudian dilakukan proses pembakaran setiap dua minggu sekali.

3.5. Perencanaan Alat dan Perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan dirancang ini adalah mesin Penghancur Sampah Alat Suntik.

3.6. Pembuatan Mesin

Di dalam proses ini kami melakukan perhitungan-perhitungan yang berkaitan dengan pemasangan komponen, analisa statika serta desain rangka yang akan dibuat, dan elemen yang dibutuhkan.

Setelah itu, kami memulai untuk perangkaian alat dimana komponen-komponen yang telah sesuai dirangkai menjadi sebuah mesin yang dapat membantu mitra untuk menyelesaikan permasalahan yang ada.

3.7. Pengujian Alat dan Evaluasi

Pengujian ini bermaksud untuk mengetahui kinerja alat kami apakah dapat berfungsi seperti yang direncanakan. Pengujian dilakukan di bengkel pembuatan alat dengan memasukkan langsung alat suntik kedalam alat kami untuk dihancurkan menjadi potongan berukuran milimeter. Sehingga kami dapat menganalisa kinerja alat kami. Apabila kami mendapatkan hasil yang tidak sesuai atau terdapat kekurangan dalam alat kami, maka kami akan segera memperbaiki alat tersebut agar berfungsi sesuai dengan yang dibutuhkan.

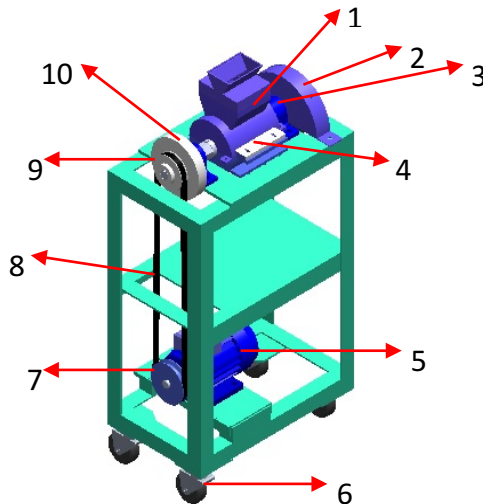
3.8. Penyusunan Laporan Akhir

Pembuatan laporan dilakukan setelah semua tahap terselesaikan. Laporan ini berisi data secara rinci mengenai semua tahap yang dilakukan dalam pembuatan Mesin Penghancur sampah Alat Suntik serta perhitungan-perhitungan yang dibutuhkan.

3.9. Rancangan Mesin Penghancur Sampah Alat Suntik

A. PEMBAHASAN

- Assembly Alat



Gambar 3.2. *Mesin Penghancur Sampah
Alat Suntik*

- **Bagian-bagian dan Fungsi Komponen :**

1. **Hoper** = Tempat masuknya tabung alat suntik
2. **Penutup batu gerinda** = Untuk melindungi batu gerinda dari kotoran dan agar pada saat proses pemotongan jarum suntik lebih aman.
3. **Bearing** = Untuk menumpu sebuah poros agar poros dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebihan.
4. **Pisau dan rumahan pisau** = Sebagai Pemotong tabung suntik (sput).
5. **Motor penggerak** = Berfungsi sebagai sumber tenaga penggerak yang dihasilkan, kemudian akan diteruskan ke penggerak yang lain.
6. **Roda** = Sebagai alat bantu untuk mendorong mesin.
7. **Pulley Motor** = Untuk Mentransmisi daya dari motor menuju ke poros
8. **Belt** = Untuk Mentransmisi daya dari motor menuju ke poros
9. **Pulley Poros** = Untuk mentransmisi daya antara motor dengan poros
10. **Flywheel** = Berfungsi untuk menyimpan tenaga putar yang dihasilkan mesin, sehingga

poros engkol dapat tetap berputar terus menerus .

Cara Menggunakan Mesin Penghancur Sampah

Alat Suntik :

1. Siapkan alat suntik dengan jumlah sekian.
2. Hubungkan steker pada stop kontak untuk mengalirkan listrik pada mesin profil kayu sehingga mesin dalam keadaan *stand by* ditunjukkan dengan satu lampu indicator menyala.
3. Nyalakan motor listrik dengan menekan tombol “ON” pada panel, sehingga motor dapat memutar sehingga dapat menggerakkan pulley, belt, dan poros.
4. Arahkan alat suntik ke bagian penghancur jarum terlebih dahulu.
5. Dorong perlahan suntik hingga dilakukan proses pemakanan oleh batu gerinda hingga seluruh bagian jarum suntik berbahan *stainlees steel* habis.
6. Setelah seluruh bagian jarum habis masukkan *sput* ke dalam bagian penghancur di sebelahnya

tunggu hingga di dapatkan hasil pencacahan *sput* berupa butiran.

7. Setelah seluruh proses telah selesai dilaksanakan, matikan mesin profil kayu dengan menekan tombol “OFF” pada panel untuk mematikan motor listrik sehingga mesin kembali dalam keadaan *stand by*.
8. Cabut steker dari stop kontak untuk memutus aliran listrik ke mesin, sehingga mesin dalam keadaan mati.

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam bab ini akan dibahas perhitungan mesin penghancur spuit bekas yang diperlukan oleh mesin agar dapat berjalan dan berfungsi dengan baik. Setelah itu menghitung elemen-elemen mesin yang mendukung perencanaan mesin ini seperti : kapasitas mesin, perhitungan daya, gaya potong, poros, pulley, belt, dan bantalan sehingga aman dalam penggunaannya.

4.1 Perencanaan Pisau

Pisau direncanakan terdiri atas 3 pisau bergerak dengan spesifikasi perencanaan pisau bergerak :

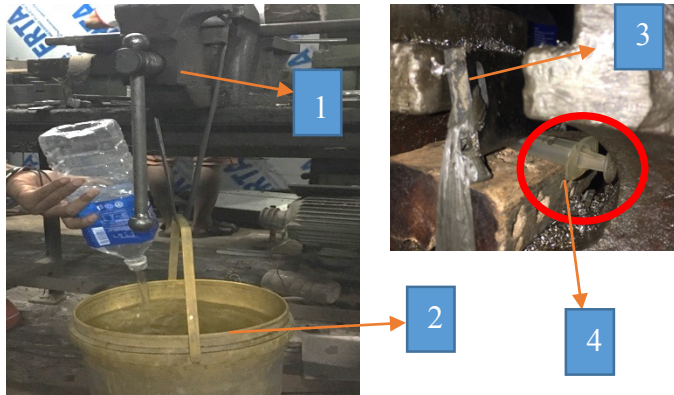
$P \times l \times t$ (120 mm x 40 mm x 8 mm) yang dipasangkan pada poros dengan spesifikasi perencanaan poros : ($\varnothing 24$ mm x 390 mm).

4.2. Analisa Gaya dan Torsi Pemotong

Pemotongan spuit bekas pada perencanaan mesin akan dilakukan secara acak, tapi untuk mengetahui gaya potong yang paling besar, dilakukan percobaan pada spuit bekas yang memiliki luas bidang paling besar, spesifikasi spuit bekas 10 cc yaitu ($\varnothing 1,5$ cm x 12 cm).

4.2.1 Analisa Gaya Pemotongan

Percobaan Sebelum Alat Terealisasi



Gambar 4.1. *uji coba 1 pemotongan spuit bekas*

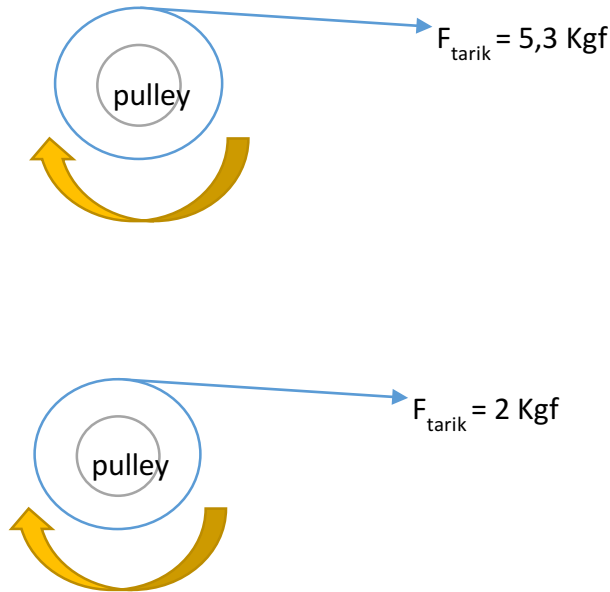
Keterangan :

1. Ragum
2. Beban (ember yang berisi air)
3. Pisau
4. Spuit bekas

Metode percobaan :

Dalam percobaan ini, pemotongan dilakukan dengan cara meletakkan pisau di atas spuit bekas yang dijepit dengan ragum. Kemudian pisau tersebut di beri beban berupa air didalam ember yang digantung pada sebuah tali hingga spuit bekas hancur/terpotong. Beban didapat : $F = 6 \text{ liter} = 6 \text{ kgf}$

Percobaan Setelah Alat Terealisasi



Gambar 4.2. *uji coba 2 pemotongan spuit bekas*

Metode Percobaan :

Dalam percobaan ini bertujuan untuk mendapatkan gaya potong pada pisau dan gerinda, pemotongan dilakukan dengan cara melilitkan tali raffia pada pulley poros dengan pisau yang telah terpasang. Lalu tali tersebut di tarik sekuat tenaga oleh orang yang memegang pegas hingga spuit dan jarum suntik terpotong. Beban didapat :

Tabel 4.1. *Tabel Uji Potong Sampah Alat Suntik*

Bahan Uji	Gaya (kgf)
Sprit bekas	5,3 kgf
Sprit bekas	5,2 kgf
Sprit bekas	5 kgf

Bahan Uji	Gaya (kgf)
Jarum suntik	2 kgf

➤ Gaya Potong Pisau

Jumlah pisau yang mengalami gaya potong = 1

Maka gaya potong pisau,

$$F_p = 5,3 \text{ kgf}$$

Maka setelah mendapatkan data , Gaya Potong yang akan digunakan diambil yang paling besar agar Torsi yang dihasilkan besar.

4.2.2 Analisa Torsi Pemotong

Setelah diketahui gaya pemotongan, maka Torsi dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

$$T = F . r$$

Dimana :

T = Torsi

F = Gaya Pemotongan

r = Panjang Lengan

Diketahui, Gaya Pemotongan (F_p) = 6 kgf

Jari-jari pisau (r) = 30 mm

Maka besar Torsi Pemotongan yang terjadi adalah,

$$\begin{aligned} T &= F \cdot r \\ &= 6 \text{ kgf} \cdot 30 \text{ mm} \\ &= 180 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

4.3. Analisa Daya Pemotongan Sput Bekas

Daya Pemotongan dapat diketahui dengan rumus berikut :

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{P}{n}$$

Keterangan :

T = Torsi (kgf.mm)

P = Daya Perencanaan (Kw)

n = putaran poros (rpm)

4.3.1 Analisa Putaran Poros

Sebelum menghitung Daya Pemotongan, maka perlu mengetahui nilai putaran poros melalui rumus perbandingan pulley. Yaitu,

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Keterangan :

n_1 = putaran motor

n_2 = putaran poros

d_1 = diameter pulley motor

d_2 = diameter pulley poros

diketahui , $n_1 = 1400$ rpm

$$d_2 = 3,5 \text{ in} \cdot 25,4 = 88,9 \text{ mm}$$

$$d_1 = 4 \text{ in} \cdot 25,4 = 101,4 \text{ mm}$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{1400 \text{ rpm}}{n_2} = \frac{88,9}{101,4}$$

$$n_2 = 1596,85 \text{ rpm}$$

Setelah diketahui putaran poros, maka dapat mencari Daya Pemotongan.

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{P}{n}$$

$$180 \text{ kgf.mm} = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P}{1596,85 \text{ rpm}}$$

$$\frac{180 \text{ kgf.mm}}{9,74 \cdot 10^5} = \frac{P}{1596,85}$$

$$P = 0,295 \text{ Kw} = 295 \text{ Watt} = 0,395 \text{ HP}$$

Motor yang digunakan adalah motor $\frac{1}{2}$ PK atau $\frac{1}{2}$ HP dengan putaran 1400 rpm. 1 HP = 0,746 Kw.

4.3.2. Analisa Kecepatan Sudut yang Direncanakan

Langkah selanjutnya adalah menghitung kecepatan sudut dengan rumus berikut :

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_2}{30}$$

Keterangan :

ω = Kecepatan Sudut

n_2 = Putaran Poros

$$\pi = 3,14$$

Diketahui :

$$n_2 = 1596,85 \text{ rpm}$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 1596,85}{30} = 167,13 \text{ rad/sec}$$

4.4. Perencanaan Belt dan Pulley

4.4.1 Daya Perencanaan

$$Pd = f_c \cdot P$$

$$\text{Diketahui } f_c = 1,0-1,5$$

$$Pd = f_c \cdot P$$

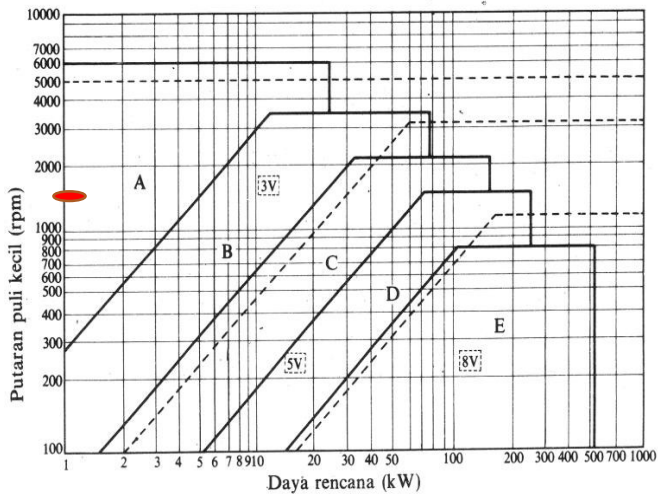
$$= 1,3 \cdot 0,295 \text{ kw}$$

$$= 0,3835 \text{ kw}$$

4.4.2. Pemilihan Type Belt

Sebelum menghitung perencanaan belt yang menggunakan 1 belt maka ditentukan dahulu type belt yang dianjurkan. Pemilihan type ini belt dapat diketahui dari daya perencanaan dan banyaknya putaran yang

terjadi pada pulley terkecil. Diketahui bahwa
: $Pd = 0,3835 \text{ Kw}$, $n = 1400 \text{ rpm}$



Gambar 4.3. *Pemilihan Tipe Belt*

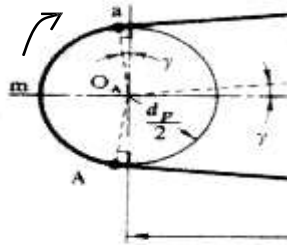
Berdasarkan diagram di atas maka diperoleh : Type belt yang dianjurkan adalah Type A No. 52

Lebar (b) = 10,5 mm

Tinggi (h) = 8 mm

Luas (A) = 0,81 cm²

4.4.3. Kecepatan Keliling Pulley



Gambar 4.4. *Kecepatan Keliling Pulley*

Diketahui :

$$1 \text{ in} = 25,4 \text{ mm}$$

$$n_1 = 1400 \text{ rpm}$$

$$dp \text{ motor} = 4 \text{ in} \times 25,4 = 101,4 \text{ mm}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \\ &= \frac{3,14 \cdot 101,4 \text{ mm} \cdot 1400 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000} \\ &= 7,42 \text{ m/s} \end{aligned}$$

4.4.4. Gaya Keliling Belt

Gaya keliling belt dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F = \beta \cdot F_{\text{rated}}$$

Di mana : $\beta = 34 - 40$

$$F_{rated} = \frac{102 \cdot p}{vb} = \frac{102 \cdot 0,467 \text{ kw}}{7,42 \text{ m/s}} = 6,41 \text{ kgf}$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} F &= \beta \cdot F_{rated} \\ &= 34 \cdot 6,41 \text{ kgf} \\ &= 217,94 \text{ kgf} \end{aligned}$$

4.5.5. Tegangan Belt

Tegangan belt dapat diketahui dengan rumus :

$$\sigma_b = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0$$

Diketahui :

Untuk V-belt : $\sigma_0 = 12 \text{ Kgf/cm}^2$

Untuk V-belt : $\varphi_0 = 0,9$

$$\begin{aligned} \sigma_b &= 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0 \\ &= 2 \cdot 0,9 \cdot 12 \text{ Kgf/cm}^2 \\ &= 21,16 \text{ Kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

4.4.5. Jarak Sumbu Poros Pulley dengan Pulley Perencanaan

$$D_p < C < 3 (D_p + d_p)$$

Diketahui :

Diameter pulley kecil (d_p) = 88,9 mm

Diameter pulley besar (D_p) = 101,4 mm

Sehingga ,

$$D_p < C < 3 (D_p + d_p)$$

$$60 \text{ mm} < C < 3 (101,4 \text{ mm} + 88,9 \text{ mm})$$

$$60 \text{ mm} < C < 570,9 \text{ mm}$$

Maka dipilih $C = 450 \text{ mm}$

4.4.6. Panjang Belt

Untuk menghitung panjang perencanaan belt yang akan dipakai digunakan rumus :

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4 \cdot C}$$

$$L = 2 \cdot 450 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} (101,4 + 88,9) \text{ mm} +$$

$$\frac{(101,4 - 88,9)^2}{4 \cdot 450}$$

$$L = 900 \text{ mm} + 289,92 \text{ mm} + 20,11 \text{ mm}$$

$$L = 1210,03 \text{ mm}$$

Dalam Mesin Penghancur Sampah Alat Suntik Belt yang digunakan Tipe A-52 dengan $L = 1350 \text{ mm}$

4.4.7. Jarak Sumbu Poros

Untuk menghitung jarak sumbu poros yang akan dipakai, maka digunakan rumus :

$$B = 2.L - 3,14(D_p + d_p)$$
$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

Dimana,

$$B = 2.L - 3,14 (D_p + d_p)$$

$$B = 2.1210,03 \text{ mm} - 3.14 (101,4 \text{ mm} + 88,9 \text{ mm})$$

$$B = 2420,06 \text{ mm} - 597,54 \text{ mm}$$

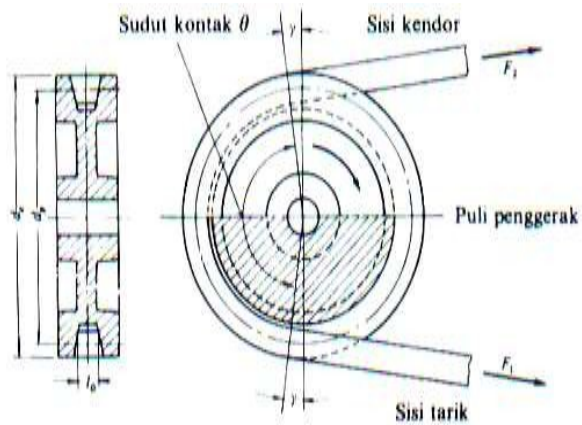
$$B = 1822,52 \text{ mm}$$

Sehingga didapatkan jarak antara poros pada pulley yang akan dipakai :

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$
$$= \frac{1822,52 \text{ mm} + \sqrt{(1822,52 \text{ mm})^2 - 8(101,4 - 88,9) \text{ mm}^2}}{8}$$
$$= 455,58 \text{ mm}$$

4.4.8. Sudut Kontak pada Pulley

Besarnya sudut kontak antara pulley dan belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus :



Gambar 4.5. Sudut Kontak pada Pulley

Diketahui :

$$D_p = 101,4 \text{ mm}$$

$$d_p = 88,9 \text{ mm}$$

$$C = 455,58 \text{ mm}$$

Maka,

$$\theta = 180^\circ - \frac{60 (D_p - d_p)}{C}$$

$$= 180^\circ - \frac{60 (101,4 - 88,9) \text{ mm}}{455,58 \text{ mm}}$$

$$= 178,44^\circ$$

$$= 3,11 \text{ rad}$$

4.4.9. Gaya Efektif Belt

Diketahui :

$$\mu = 0,3$$

$$\theta = 3,11 \text{ rad}$$

Maka,

$$Fe = F1 - F2$$

$$F1/F2 = e^{\mu'\theta}$$

$$F1/F2 = e^{0,3 \cdot 3,11}$$

$$F1 = 2,54 F2$$

$$\begin{aligned} \bullet T_{total} &= T_{pisau} + T_{gerinda} \\ &= F_{pisau} \cdot R_p + F_{gerinda} \cdot R_G \\ &= 6 \text{ Kgf} \cdot 40 \text{ mm} + 2 \text{ Kgf} \cdot 150 \text{ mm} \\ &= 540 \text{ Kgf.mm} \end{aligned}$$

$$\bullet Fe = \frac{T_{total}}{R(pisau+gerinda)} = \frac{540 \text{ kgf.mm}}{190 \text{ mm}} = 2,84 \text{ kgf}$$

$$\bullet Fe = F1 - F2$$

$$2,84 \text{ Kgf} = 2,54 F2 - F2$$

$$2,84 \text{ Kgf} = 1,54 F2$$

$$F2 = \frac{2,84 \text{ Kgf}}{1,54}$$

$$F2 = 1,84 \text{ Kgf} = 18,09 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} F1 &= 2,54 F2 \\ &= 2,54 \cdot 1,84 \text{ Kgf} \\ &= 4,67 \text{ Kgf} = 45,84 \text{ N} \end{aligned}$$

4.4.10. Tegangan Maksimum pada Belt

Untuk menghitung tegangan maksimum pada belt dapat menggunakan rumus:

$$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + Eb \frac{h}{D_{\min}}$$

Diketahui :

$h = 8 \text{ mm}$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 10)

$\gamma = 1,4 \text{ Kgf/dm}^3$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 10)

$Eb = 800 \text{ Kgf/cm}^2$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 10)

$\sigma_0 = 12 \text{ Kgf/cm}^2$

$F = 6 \text{ Kgf}$

$A = 0,81 \text{ cm}^2$

$vb = 7,42 \text{ m/s}$

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$

$D_{\min} = 88,9 \text{ mm}$

Sehingga,

$$\begin{aligned}
\sigma_{\max} &= \sigma_0 + \frac{F}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{10.g} + Eb \frac{h}{D_{\min}} \\
&= 12 \text{ Kgf} + \frac{6 \text{ Kgf}}{2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{1,4 \frac{\text{Kgf}}{\text{dm}^3} \cdot (7,42 \text{ m/s})^2}{10 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} \\
&\quad + 800 \text{ Kgf/cm}^2 \cdot \frac{8 \text{ mm}}{88,9 \text{ mm}} \\
&= 87,28 \text{ Kgf/cm}^2
\end{aligned}$$

4.4.11. Jumlah Putaran Belt

Untuk mengetahui jumlah putaran belt per detik digunakan rumus sebagai berikut :

$$u = \frac{v}{L}$$

Diketahui :

$$v = 7,42 \text{ m/s}$$

$$L = 1210,03 \text{ mm} = 1,21 \text{ m}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned}
u &= \frac{v}{L} \\
&= \frac{7,42 \text{ m/s}}{1,21 \text{ m}} \\
&= 6,13 \text{ s}^{-1}
\end{aligned}$$

4.4.12. Umur Belt

Umur belt dapat diketahui dengan rumus :

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot z} \cdot \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Diketahui :

$$N_{base} = 10^7 \text{ cycle}$$

$$u = 6,13 \text{ s}^{-1}$$

$$z = 2$$

$$\sigma_{fat} = 90 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ untuk V-Belt}$$

$$\sigma_{max} = 100,20 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$m = 8$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} H &= \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot z} \cdot \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \\ &= \frac{10^7}{3600 \cdot 6,13 \text{ s}^{-1} \cdot 2} \cdot \left[\frac{90 \text{ Kgf/cm}^2}{87,28 \text{ Kgf/cm}^2} \right]^8 \\ &= 10883,03 = 10883 \text{ jam} \end{aligned}$$

4.4.13. Jumlah Belt

Jumlah belt dapat dihitung dengan menggunakan persamaan di bawah ini

Dimana :

Z= Jumlah belt (buah)

F_e= Gaya efektif belt (N)

σ_d= Tegangan dinamis belt

A= Luas penampang

- $$\begin{aligned} \sigma_{do} &= a - w \frac{h}{D} \\ &= 25 - 120 \frac{8 \text{ mm}}{127 \text{ mm}} \\ &= 17,440 \end{aligned}$$

- $$\begin{aligned}\sigma_d &= \sigma_{do} \cdot C_v \cdot C_\alpha \\ &= 17,440 \cdot 1,0344 \cdot 0,986 \\ &= 17,78\end{aligned}$$
- $$\begin{aligned}\sigma_d &= \frac{F_e}{b \cdot h} \\ 17,78 &= \frac{39,48}{b \cdot 8}\end{aligned}$$

$$b = 0,277$$
- $$\begin{aligned}A &= b \cdot h \\ &= 0,277 \cdot 8 \\ &= 2,216\end{aligned}$$
- $$\begin{aligned}\text{Jumlah belt} &= \frac{A}{A_{tabel}} \\ &= \frac{2,216}{81} \\ &= 0,027 \approx 1 \text{ buah}\end{aligned}$$

4.4.14. Dimensi Pulley

Untuk V-belt type A diperoleh data-data (lampiran 8) sebagai berikut :

Diketahui :

$$e = 12,5 \text{ mm}$$

$$c = 3,5 \text{ mm}$$

$$t = 16 \text{ mm}$$

$$s = 10 \text{ mm}$$

$$v = 34^0 - 40^0$$

Sehingga :

A . Diameter pulley penggerak (D_m) :

a) Mencari Diameter Luar Pulley

$$\begin{aligned}D_{out} &= D_m + 2 \cdot c \\&= 88,9 \text{ mm} + 2 \cdot 3,5 \text{ mm} \\&= 96 \text{ mm}\end{aligned}$$

b) Mencari Diameter Dalam Pulley

$$\begin{aligned}D_{in} &= D_{out} - 2 \cdot e \\&= 96 \text{ mm} - 2 \cdot 12,5 \text{ mm} \\&= 71 \text{ mm}\end{aligned}$$

c) Mencari Lebar Pulley

$$\begin{aligned}B &= (z - 1)t + 2 \cdot s \\&= (2-1)2 + 2 \cdot 10 \text{ mm} \\&= 22 \text{ mm}\end{aligned}$$

B. Pulley yang digerakkan (D_p) :

a) Diameter Pulley Luar yang Digerakkan

$$\begin{aligned}D_{out} &= D_p + 2 \cdot c \\&= 110,4 \text{ mm} + 2 \cdot 3,5 \text{ mm} \\&= 117,4 \text{ mm}\end{aligned}$$

4.4.14. Gaya Berat Pulley yang Digerakkan

Diketahui massa pulley 1 kg, sehingga :

$$\begin{aligned}W &= m \cdot g \\&= 1 \text{ kg} \cdot 9,8 \frac{m}{s^2} \\&= 1 \text{ N} \cdot \frac{1 \text{ Kgf}}{9,8 \text{ N}} \\&= 1 \text{ Kgf}\end{aligned}$$

4.5. Perencanaan Poros

4.5.1. Perhitungan Jenis Bahan Poros yang Akan Digunakan

Data yang diketahui :

Daya motor (P) = $\frac{1}{2}$ HP

Putaran poros (n_2) = 1596,85 rpm

Bahan yang digunakan = ST.45c ($\sigma_{yp} : 58 \text{ kg/mm}^2$)

4.5.2. Mencari Gaya Pada Pisau

Untuk mengetahui gaya yang terjadi pada pisau maka dapat digunakan perhitungan sebagai berikut:

- Mencari momen torsi yang terjadi pada pisau

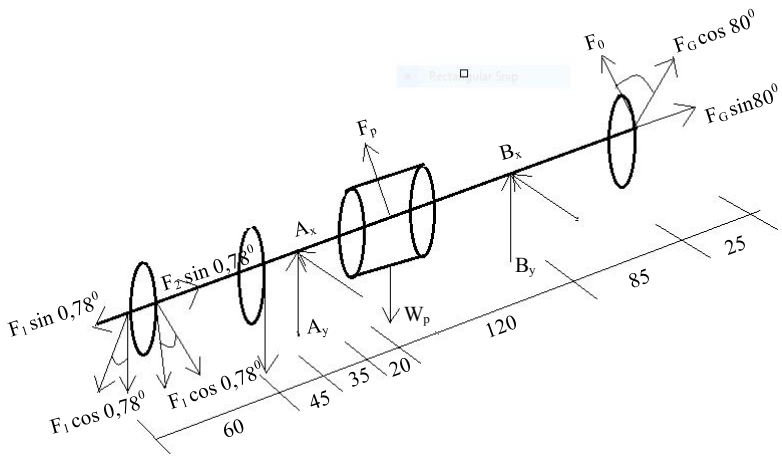
$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M_t &= F_1 \cdot r_1 \text{ pulley} - F_2 \cdot r_2 \text{ pulley} \\ &= 45,84 \text{ N} \cdot 4 \text{ in} - 18,09 \text{ N} \cdot 3,5 \text{ in} \\ &= 45,84 \cdot 4 \text{ in} \cdot (0,0254 \text{ m}) - 18,09 \cdot 3,5 \text{ in} \cdot (0,0254 \text{ m}) \\ &= 45,84 \cdot 0,1016 \text{ m} - 18,09 \cdot 0,0889 \text{ m} \\ &= 4,65 \text{ Nm} - 1,60 \text{ Nm} \\ &= 3,05 \text{ Nm} \end{aligned}$$

$$F_{\text{Gerinda}} = 2 \text{ Kgf} \cdot 9,81 = 19,62 \text{ N}$$

F_{pisau} dianggap 1, karena spuit atau tabung plastik suntik dimasukkan satu persatu secara kontinu kedalam mesin penghancur plastik setelah jarum dihancurkan oleh batu gerinda.

4.5.4. Diagram Beban Poros

Free Body Diagram



Gambar 4.6. *Free Body Diagram*

Dimana ,

F_1 = Gaya yang menarik *belt*

F_2 = Gaya kendur pada *belt*

A_x = Gaya yang terjadi pada titik A dengan arah horizontal

A_y = Gaya yang terjadi pada titik A dengan arah vertikal

B_x = Gaya yang terjadi pada titik B dengan arah horizontal

B_y = Gaya yang terjadi pada titik B dengan arah vertikal

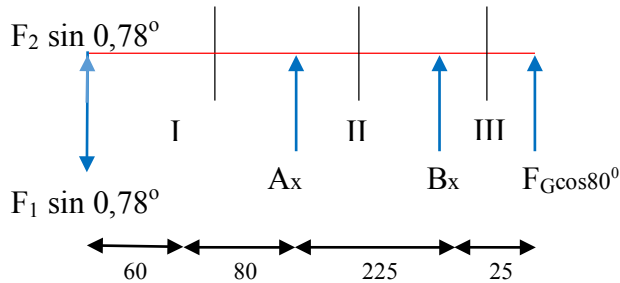
F_G = Gaya yang terjadi pada batu gerinda

4.5.5. Gaya Pada Poros

Gaya pada poros dapat dihitung dengan cara berikut ini :

4.5.6. Menghitung Beban Poros Arah Horizontal dan Vertikal

4.5.6.1. Gaya dan Momen pada Arah Horizontal



Gambar4.7. *Gaya dan Momen Arah Horizontal*

Reaksi tumpuan

$$\uparrow \sum F_x = 0$$

$$-F_1 \sin 0,78^\circ + F_2 \sin 0,78^\circ + A_x + B_x + F_g \cos 10^\circ = 0$$

$$-45,84 \text{ N} \sin 0,78^\circ + 18,09 \text{ N} \cos 0,78^\circ + A_x + B_x + 19,62 \text{ N} \cos 80^\circ = 0$$

$$A_x + B_x = 0,62 \text{ N} - 0,24 \text{ N} - 3,4 \text{ N}$$

$$A_x + B_x = -3,02 \text{ N} \dots (1)$$

$$\begin{aligned}
 & \curvearrowright + \sum M_A = 0 \\
 & -F_1 \sin 0,78^\circ (105) + F_2 \sin 0,78^\circ (105) + B_x (225) + F_g \cos 10^\circ (25) = 0
 \end{aligned}$$

$$B_x = \frac{45,84 \text{ N} \sin 0,78^\circ (105) - 18,09 \text{ N} \sin 0,78^\circ (105) - 19,62 \text{ N} \cos 80^\circ (25)}{225}$$

$$B_x = -0,20 \text{ N} \dots (2)$$

Substitusi persamaan (1) ke (2)

$$A_x + B_x = -3,02 \text{ N}$$

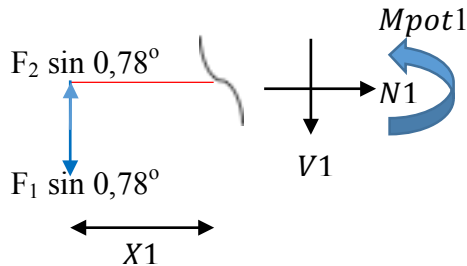
$$A_x - 0,20 \text{ N} = -3,02 \text{ N}$$

$$A_x = -3,02 \text{ N} + 0,20 \text{ N}$$

$$A_x = -2,82 \text{ N}$$

- Momen bending di potongan I – I

Potongan I-I : $0 \leq x_1 \leq 60 \text{ mm}$



Gambar 4.8. Potongan Momen Bending I-I Horizontal

$$\uparrow + \sum F_y = 0 ;$$

$$-F_1 \sin 0,78^\circ + F_2 \sin 0,78^\circ - V_1 = 0$$

$$V_1 = -45,84 \text{ N} \sin 0,78^\circ + 18,09 \text{ N} \sin 0,78^\circ$$

$$= -0,62 \text{ N} + 0,24 \text{ N}$$

$$= -0,38 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \curvearrowright + \sum M_{\text{pot1}} &= 0 \\ -F_1 \sin 0,78^\circ (x_1) + F_2 \sin 0,78^\circ (x_1) - M_{\text{pot1}} &= 0 \\ M_{\text{pot1}} &= -45,84 \text{ N} \sin 0,78^\circ (x_1) + 18,09 \text{ N} \sin 0,78^\circ (x_1) \\ &= -0,62 (x_1) + 0,24 (x_1) \\ &= -0,38 (x_1) \end{aligned}$$

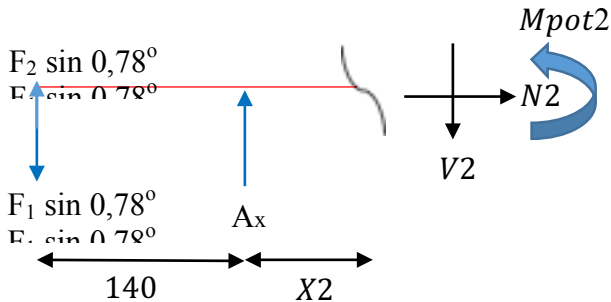
Jika :

$$x_1 = 0, \text{ maka } M_{\text{pot1}} = 0 \text{ N.mm}$$

$$x_1 = 30, \text{ maka } M_{\text{pot1}} = -11,4 \text{ N.mm}$$

$$x_1 = 60, \text{ maka } M_{\text{pot1}} = -22,8 \text{ N.mm}$$

- Momen bending di potongan II – II
Potongan II-II, $0 \text{ mm} \leq X \leq 140 \text{ mm}$



Gambar 4.9. Potongan momen bending II-II horizontal

$$\begin{aligned} \uparrow + \sum F_y &= 0 ; \\ -F_1 \sin 0,78^\circ + F_2 \sin 0,78^\circ + A_x - V_2 &= 0 \\ V_2 &= -45,84 \text{ N} \sin 0,78^\circ + 18,09 \text{ N} \sin 0,78^\circ - 2,82 \text{ N} \end{aligned}$$

$$= -0,62 \text{ N} + 0,24 \text{ N} - 2,82 \text{ N}$$

$$= -3,2 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} & \curvearrowright + \sum M_{\text{pot}2} = 0 \\ & -F_1 \sin 0,78^\circ (140+x_2) + F_2 \sin 0,78^\circ (140+x_2) + A_x (80 + x_2) - M_{\text{pot}2} = 0 \\ & M_{\text{pot}2} = -45,84 \text{ N} \sin 0,78^\circ (140+x_2) + 18,09 \text{ N} \sin 0,78^\circ (140+x_2) - 2,83 \text{ N} (80 + x_2) \\ & = -0,62(140+x_2) + 0,24(140+x_2) - 2,83(80 + x_2) \\ & = -86,8 - 0,62(x_2) + 33,6 + 0,24(x_2) - 226,4 - 2,83(x_2) \\ & = 319,6 - 3,21(x_2) \end{aligned}$$

Jika :

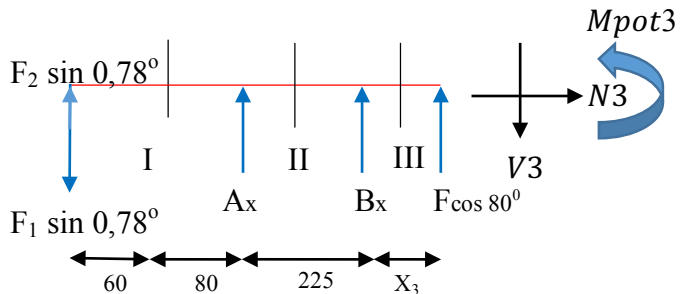
$$x_2 = 0, \text{ maka } M_{\text{pot}2} = 319,6 \text{ N.mm}$$

$$x_2 = 70, \text{ maka } M_{\text{pot}2} = 94,9 \text{ N.mm}$$

$$x_2 = 140, \text{ maka } M_{\text{pot}2} = 189,8 \text{ N.mm}$$

- Momen bending di potongan III – III

Potongan III-III : $0 \leq x_3 \leq 365 \text{ mm}$



Gambar 4.10. Potongan momen bending III-III horizontal

$$\begin{aligned}
 \uparrow + \sum F_y &= 0 ; \\
 -F_1 \sin 0,78^\circ + F_2 \sin 0,78^\circ + A_x + B_x + F \cos 80^\circ - V_3 &= 0 \\
 V_3 &= -45,84 \text{ N} \sin 0,78^\circ + 18,09 \text{ N} \sin 0,78^\circ - 2,82 \text{ N} \\
 &\quad - 0,20 \text{ N} + 19,62 \text{ N} \cos 80^\circ \\
 V_3 &= 2 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \sum M_{\text{pot3}} &= 0 \\
 -F_1 \sin 0,78^\circ (365+x_3) + F_2 \sin 0,78^\circ (365+x_3) + A_x \\
 (225+x_3) + B_x (x_3) + F \cos 80^\circ - M_{\text{pot3}} &= 0 \\
 M_{\text{pot3}} &= -45,84 \text{ N} \sin 0,78^\circ (365+x_3) + 18,09 \text{ N} \sin \\
 0,78^\circ (365+x_3) - 2,82 \text{ N} (225+x_3) - 0,20 \text{ N} (x_3) \\
 &= + 3,4 \text{ N} \\
 &= -769,8 \text{ N.mm} - 3,4 (x_3)
 \end{aligned}$$

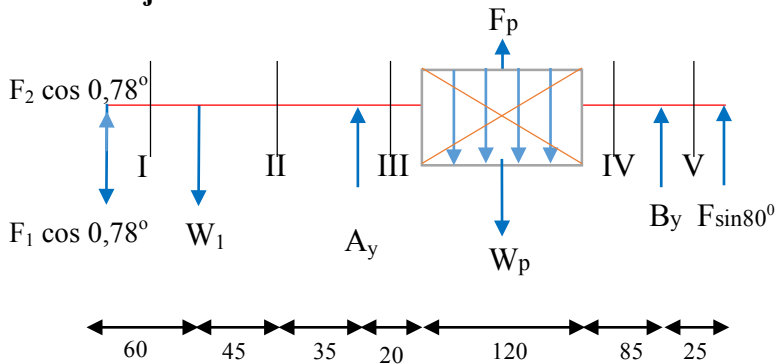
Jika :

$x_3 = 0$, maka $M_{\text{pot3}} = -769,8 \text{ N.mm}$

$x_3 = 182,5$, maka $M_{\text{pot3}} = -1390,3 \text{ N.mm}$

$x_3 = 365$, maka $M_{\text{pot3}} = -2780,6 \text{ N.mm}$

4.5.6.2 Tinjauan Vertikal



Gambar 4.11. *Beban merata reaksi tumpuan vertikal*

$$M_{\text{pisau}} = 3 \text{ Kg (berat pisau dan rumahan)}$$

$$\begin{aligned} W_{\text{flywheel}} &= m \cdot g \\ &= 3 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 29,4 \text{ N} \end{aligned}$$

$$W_{\text{pisau}} = \frac{3 \text{ Kg}}{120 \text{ mm}} \times \frac{1000 \text{ mm}}{m} = 245 \text{ N}$$

Reaksi tumpuan

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$-F_1 \cos 0,78^\circ + F_2 \cos 0,78^\circ - W_1 + A_y + F_p - W_p + B_y + F_G \sin 80^\circ = 0$$

$$-45,84 \text{ N} \cos 0,78^\circ + 18,09 \text{ N} \cos 0,78^\circ - 29,4 \text{ N} + A_y + 1 \text{ N} - 245 \text{ N} + B_y + 19,62 \sin 80^\circ = 0$$

$$A_y + B_y = -45,83 \text{ N} - 18,08 \text{ N} + 29,4 \text{ N} - 1 \text{ N} + 245 \text{ N} - 19,32 \text{ N}$$

$$A_y + B_y = 281,83 \text{ N} \dots \dots \dots (1)$$

$$\curvearrowright + \sum M_B = 0$$

$$-F_1 \cos 0,78^\circ (365) + F_2 \cos 0,78^\circ (365) - W_1 (305) + F_p (145) - W_p (145) + A_y (225) + F_G \sin 10^\circ (25) = 0$$

$$A_y = 45,84 \text{ N} \cos 0,78^\circ (365) - 18,09 \text{ N} \cos 0,78^\circ (365) + 29,4 \text{ N} (305) - 1 \text{ N} (145) + 245 \text{ N} (145) - 19,62 \sin 80^\circ (25)$$

$$\begin{aligned} & \frac{225}{225} \\ & 45,83 \text{ N} (365) - 18,08 \text{ N} (365) + 29,4 \text{ N} (305) - 1 \text{ N} (145) \\ & = \frac{-245 \text{ N} (145) - 19,32 (25)}{225} \end{aligned}$$

$$= 88,97 \text{ N} \dots \dots \dots (2)$$

Substitusi persamaan (1) ke (2)

$$A_y + B_y = 281,83 \text{ N}$$

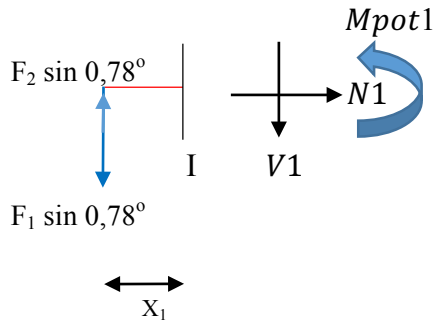
$$88,97 + B_y = 281,83 \text{ N}$$

$$B_y = 281,83 \text{ N} - 88,97 \text{ N}$$

$$B_y = 192,86 \text{ N}$$

➤ Momen bending di potongan I – I

Potongan I-I : $0 \leq x_1 \leq 60 \text{ mm}$



Gambar 4.12. Potongan momen bending I-I vertikal

$$\uparrow \sum F_y = 0 ;$$

$$-F_1 \cos 0,78^\circ + F_2 \cos 0,78^\circ - V_1 = 0$$

$$V_1 = -45,84 \text{ N} \cos 0,78^\circ + 18,09 \text{ N} \cos 0,78^\circ$$

$$= -45,83 \text{ N} + 18,08 \text{ N}$$

$$= -27,75 \text{ N}$$

$$\curvearrowright \sum M_{\text{pot1}} = 0$$

$$-F_1 \cos 0,78^\circ (x_1) + F_2 \cos 0,78^\circ (x_1) - M_{\text{pot1}} = 0$$

$$M_{\text{pot1}} = -45,84 \text{ N} \cos 0,78^\circ (x_1) + 18,09 \text{ N} \cos 0,78^\circ (x_1)$$

$$= -45,83 (x_1) + 18,08 (x_1)$$

$$= -27,75 \text{ N} (x_1)$$

Jika :

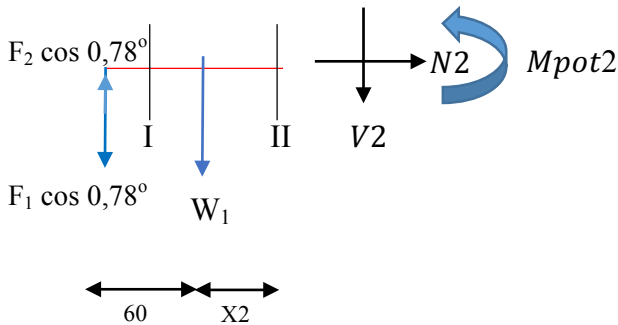
$$x_1 = 0, \text{ maka } M_{\text{pot1}} = 0 \text{ N.mm}$$

$$x_1 = 30, \text{ maka } M_{\text{pot1}} = -832,5 \text{ N.mm}$$

$$x_1 = 60, \text{ maka } M_{\text{pot1}} = -1665 \text{ N.mm}$$

➤ Momen bending di potongan II – II

Potongan II-II : $0 \leq x_2 \leq 105 \text{ mm}$



Gambar 4.13. Potongan momen bending II-II vertikal

$$\uparrow + \sum F_y = 0 ;$$

$$-F_1 \cos 0,78^\circ + F_2 \cos 0,78^\circ - W_1 - V_2 = 0$$

$$V_2 = -45,84 \text{ N} \cos 0,78^\circ + 18,09 \text{ N} \cos 0,78^\circ + 29,4 \text{ N}$$

$$= -45,83 \text{ N} + 18,08 \text{ N} + 29,4 \text{ N}$$

$$= 1,65 \text{ N}$$

$$\curvearrowright + \sum M_A = 0$$

$$-F_1 \cos 0,78^\circ (60+x_2) + F_2 \cos 0,78^\circ (60+x_2) - W_1$$

$$(60+x_2) - M_{\text{pot2}} = 0$$

$$\begin{aligned}
 M_{\text{pot}2} &= -45,84 \text{ N} \cos 0,78^\circ (105+x_2) + 18,09 \text{ N} \cos 0,78^\circ (105+x_2) - 29,4 \text{ N} (60+x_2) \\
 &= -2750,4 - 45,84 (x_2) + 1085,4 - 18,08 (x_2) - 1765 - 29,4(x_2) \\
 &= -3430 - 93,32 (x_2)
 \end{aligned}$$

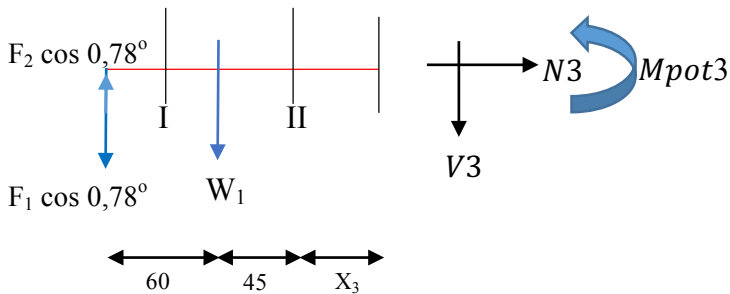
Jika :

$$x_2 = 0 ; \text{ maka } M_{\text{pot}2} = -3430 \text{ N.mm}$$

$$x_2 = 52,5 ; \text{ maka } M_{\text{pot}2} = -8329,3 \text{ N.mm}$$

$$x_2 = 105 ; \text{ maka } M_{\text{pot}2} = -13228,6 \text{ N.mm}$$

- Momen bending di potongan III – III
Potongan III-III : $0 \leq x_3 \leq 140 \text{ mm}$



Gambar 4.14. Potongan momen bending III-III vertikal

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$-F_1 \cos 0,78^\circ + F_2 \cos 0,78^\circ + W_1 + A_y = 0$$

$$\begin{aligned}
 V_3 &= -94,14 \text{ N} \cos 0,78^\circ - 37,36 \text{ N} \cos 0,78^\circ + 29,4 \text{ N} \\
 &\quad + 297,71 \text{ N} \\
 &= 136,83 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \sum M_A &= 0 \\
 -F_1 \cos 0,78^\circ (140+x_3) + F_2 \cos 0,78^\circ (140+x_3) - W_1 (80+x_3) + A_y (x_3) - M_{\text{pot3}} &= 0 \\
 M_{\text{pot3}} &= -45,84 \text{ N} \cos 0,78^\circ (140+x_3) + 18,09 \text{ N} \cos 0,78^\circ (140+x_3) - 29,4 \text{ N} (80+x_3) + 88,97 \text{ N} (x_3) \\
 &= -6417,6 \text{ N} - 45,84 (x_3) + 2531,2 + 18,09 (x_3) - 2352 - 29,4 \text{ N}(x_3) + 88,97 \text{ N} (x_3) \\
 &= -6238,4 \text{ N} + 31,82 (x_3)
 \end{aligned}$$

Jika :

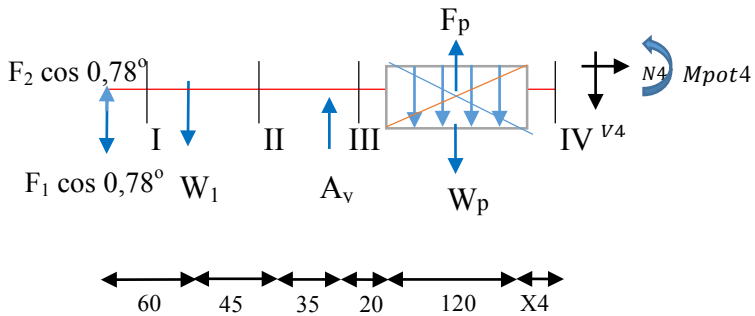
$x_3 = 0$; maka $M_{\text{pot3}} = -6238,4 \text{ N.mm}$

$x_3 = 70$; maka $M_{\text{pot3}} = 4048,8 \text{ N.mm}$

$x_3 = 140$; maka $M_{\text{pot3}} = 8097,6 \text{ N.mm}$

➤ Momen bending di potongan IV – IV

Potongan IV-IV : $0 \leq x_4 \leq 280$ mm



Gambar 4.15. Potongan momen bending IV-IV vertical

$$\begin{aligned}
 \uparrow + \sum F_y &= 0 \\
 -F_1 \cos 0,78^\circ + F_2 \cos 0,78^\circ - W_1 + A_y + F_p - W_p &= 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V_4 &= -45,84 \text{ N} \cos 0,78^\circ + 18,09 \text{ N} \cos 0,78^\circ - 29,4 \text{ N} \\
 &\quad + 1 \text{ N} - 245 \text{ N} \\
 &= -209,49 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \sum M_A &= 0 \\
 -F_1 \cos 0,78^\circ (280+x_4) + F_2 \cos 0,78^\circ (280+x_4) - W_1 \\
 (175+x_4) + A_y (140+x_4) + F_p \left(\frac{x_4}{2}\right) - W_p \left(\frac{x_4}{2}\right) - M_{\text{pot4}} &= 0 \\
 M_{\text{pot4}} &= -45,84 \text{ N} \cos 0,78^\circ (280+x_4) + 18,09 \text{ N} \cos \\
 0,78^\circ (280+x_4) - 29,4 \text{ N}(175+x_4) + 88,97 \text{ N} \\
 (140+x_4) + 1 \left(\frac{x_4}{2}\right) - 245 \left(\frac{x_4}{2}\right) \\
 &= -12835,2 - 45,84 (x_4) + 5065,2 + 18,09 (x_4) - \\
 5145 - 29,4(x_4) + 12455,8 + 88,97 (x_4) + 1 \left(\frac{x_4}{2}\right) \\
 - 245 \left(\frac{x_4}{2}\right) \\
 &= 459,2 + 31,82 (x_4) - 244 \left(\frac{x_4}{2}\right)
 \end{aligned}$$

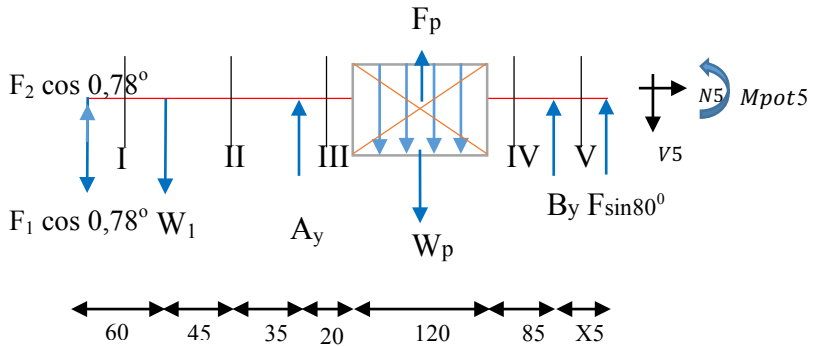
Jika :

$x_4 = 0$; maka $M_{\text{pot4}} = 459,2 \text{ N.mm}$

$x_4 = 140$; maka $M_{\text{pot4}} = 24791,2 \text{ N.mm}$

$x_4 = 280$; maka $M_{\text{pot4}} = 49582,2 \text{ N.mm}$

- Momen bending di potongan V – V
 Potongan IV-IV : $0 \leq x_5 \leq 390 \text{ mm}$



Gambar 4.16. Potongan momen bending V-V vertikal

$$\begin{aligned}
 & \uparrow + \sum F_y = 0 \\
 & -F_1 \cos 0,78^\circ + F_2 \cos 0,78^\circ - W_1 + A_y + F_p - W_p + B_y \\
 & + F_G \sin 80^\circ = 0 \\
 & V_5 = -45,84 \text{ N} \cos 0,78^\circ + 18,09 \text{ N} \cos 0,78^\circ - 29,4 \text{ N} \\
 & \quad + 88,97 \text{ N} + 1 \text{ N} - 245 \text{ N} - 192,86 \text{ N} \\
 & \quad = 405,04 \text{ N} \\
 & \curvearrowright + \sum M_A = 0 \\
 & -F_1 \cos 0,78^\circ (280+x_5) + F_2 \cos 0,78^\circ (280+x_5) + W_1 \\
 & (175+x_5) + A_y (140+x_5) + F_p \left(\frac{x_5}{2}\right) - W_p \left(\frac{x_5}{2}\right) + B_y \\
 & (345+x_5) + F_G \sin 80^\circ (x_5) - M_{pot5} = 0 \\
 & M_{pot5} = -45,84 \text{ N} \cos 0,78^\circ (280+x_5) + 18,09 \text{ N} \cos \\
 & 0,78^\circ (280+x_5) - 29,4 \text{ N}(175+x_5) + 88,97 \text{ N} \\
 & (140+x_5) + 1 \left(\frac{x_5}{2}\right) - 245 \left(\frac{x_5}{2}\right) + 192,86 (345+x_5) \\
 & + 19,62 \sin 80^\circ (x_5)
 \end{aligned}$$

$$= 66077,5 - 244 (x_5) - 244 \left(\frac{x_5^5}{2}\right)$$

Jika :

$$X_5 = 0 ; \text{ maka } M_{\text{pot4}} = 66077,5 \text{ N.mm}$$

$$X_5 = 195 ; \text{ maka } M_{\text{pot4}} = -5902,5 \text{ N.mm}$$

$$X_5 = 390 ; \text{ maka } M_{\text{pot4}} = -11805 \text{ N.mm}$$

4.6 Momen Terbesar (M_b)

Momen terbesar dapat dinyatakan dengan rumus :

$$M_b = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$$

$$M_b = \sqrt{(-2780,6 \text{ N.mm})^2 + (13228,6 \text{ N.mm})^2}$$

$$M_b = 13517,67 \text{ N.mm}$$

$$M_b = 1379,35 \text{ Kgf.mm}$$

4.6.1 Diameter poros

Untuk menentukan besarnya diameter poros yang digunakan, dapat dihitung dengan rumus :

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2)}{\pi^2 \left(\frac{kc.Syp}{sf}\right)^2}}$$

$$\begin{aligned} \text{Dengan : } M_t &= 974000 \frac{\text{N}}{\text{n}} \\ &= 974000 \frac{0,376 \text{ Kgf. mm}}{1596,85 \text{ rpm}} \\ &= 229,34 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 (1379,35 \text{ N.mm})^2 + 16^2 (229,34 \text{ kgf.mm})^2)}{\pi^2 \left(\frac{1 \cdot 58 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}}{2}\right)^2}}$$

$$ds \geq 6,26 \text{ mm}$$

Diameter poros yang digunakan adalah 24 mm

4.7 Perhitungan Bantalan (Bearing)

Dari hasil analisa dan perhitungan, maka diperoleh data sebagai berikut :

1. Diameter poros (Dp) : 24 mm
2. Gaya bantalan dititik A : $F_{Ah} = -2,82 \text{ N}$
 $F_{Av} = 88,97 \text{ N}$
3. Gaya bantalan dititik B : $F_{Bh} = -0,2 \text{ N}$
 $F_{Bv} = 192,86 \text{ N}$

4.7.1 Gaya Radial pada Bearing

Untuk mencari gaya radial pada bearing, maka digunakan persamaan :

$$Fr = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2}$$

- Pada Bantalan A

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{(F_{Ah})^2 + (F_{Av})^2} \\ &= \sqrt{(-2,82 \text{ N})^2 + (88,97 \text{ N})^2} \\ &= 89,01 \text{ N} = 9,08 \text{ Kgf} = 20,01 \text{ lbf} \end{aligned}$$

- Pada Bantalan B

$$\begin{aligned} Fr &= \sqrt{(F_{Bh})^2 + (F_{Bv})^2} \\ &= \sqrt{(-0,20)^2 + (192,86)^2} \\ &= 192,86 \text{ N} = 19,67 \text{ Kgf} = 43,35 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.7.2 Beban Equivalent pada Bantalan

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (F_r) dan beban aksial (F_a) karena jenis bantalan yang dipilih adalah *single row ball bearing* maka :

$$P_A = F_s (X.V.F_r + Y.F_a)$$

Karena $F_a = 0$, maka :

$$\frac{F_a}{v.F_r} = 0 \qquad \frac{F_a}{v.F_r} \leq 1$$

Nilai $X = 1$, dan $Y = 0$

$F_s = 1,5$ untuk beban kejut ringan

- Pada Bantalan A

$$\begin{aligned} P &= F_s (X.V.F) \\ &= 1,5 (1 \cdot 1 \cdot 20,01 \text{ lbf}) \\ &= 30,01 \text{ lbf} \end{aligned}$$

- Pada Bantalan B

$$\begin{aligned} P &= F_s (X.V.F) \\ &= 1,5 (1 \cdot 1 \cdot 43,35 \text{ lbf}) \\ &= 65,02 \text{ lbf} \end{aligned}$$

4.7.3 Umur Bantalan

Jadi umur bantalan A dan B dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^b$$

Diketahui :

$$n_p = 1596,85 \text{ rpm}$$

$$C = 2340 \text{ lbf}$$

$$b = 3 \text{ (untuk bantalan bola)}$$

- Pada Bantalan A

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1596,85 \text{ rpm}} \cdot \left(\frac{2340}{30,01}\right)^3$$

$$= 4948051,52 \text{ jam}$$

- Pada Bantalan B

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 1596,85 \text{ rpm}} \cdot \left(\frac{2340}{65,02} \right)^3$$

$$= 486509,47 \text{ jam}$$

4.8. Perhitungan Pasak

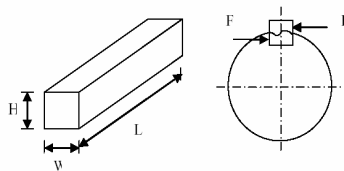
Dengan diameter poros 24 mm, maka didapatkan diameter poros antara $\left(\frac{15}{16} - 1 \frac{1}{4}\right)$ dengan tipe *square*, yaitu :

$$W = \frac{1}{4} \text{ in} = 0,25 \text{ in} = 6,4 \text{ mm}$$

$$H = \frac{1}{4} \text{ in} = 0,25 \text{ in} = 6,4 \text{ mm}$$

4.8.1 Gaya yang Terjadi pada Pasak

Gaya pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :



Gambar 4.17. Dimensi pasak

$$T = F \left(\frac{D_p}{2} \right)$$

$$F = \frac{T_{poros}}{0,5 \cdot D_p}$$

$$F = \frac{180 \text{ Kgf.mm}}{0,5 \cdot 24 \text{ mm}}$$

$$F = 15 \text{ kgf}$$

Diameter poros 24 mm atau 0,94 in, maka didapatkan diameter poros antara $(\frac{15}{16} - 1\frac{1}{4})$, dan didapatkan dimensi pasak dengan tipe square dengan bahan ST 40. dengan kekuatan tarik (UTS) = 40 kgf/mm² maka:

$$\begin{aligned}\sigma_{yp} &= 70\% \cdot UTS \\ &= 70\% \cdot 40 \text{ kgf/mm}^2 \\ &= 28 \text{ kgf/mm}^2 \\ \sigma_{yps} &= 0,58 \cdot \sigma_{yp} \\ &= 0,58 \cdot 28 \text{ kgf/mm}^2 \\ &= 16,24 \text{ kgf/mm}^2\end{aligned}$$

4.8.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Gaya tangensial yang bekerja pada pasak menyebabkan tegangan geser. Adapun tegangan geser yang bekerja pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\begin{aligned}\tau_s &= \frac{F}{A} = \frac{2T}{W \cdot L \cdot D_p} \\ \frac{2T}{W \cdot L \cdot D_p} &\leq \frac{Ks \cdot \sigma_{syp}}{sf} \\ L &\geq \frac{2T \cdot sf}{Ks \cdot W \cdot \sigma_{syp} \cdot D_p} \\ &\geq \frac{2 \cdot 180 \text{ kgf} \cdot 1,5}{0,6 \cdot 6,4 \text{ mm} \cdot 16,24 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \cdot 24 \text{ mm}} \\ &\geq 0,36 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maka tegangan geser pada pasak aman jika $L \geq 0,36$ mm

4.8.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi yang bekerja pada pasak dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\begin{aligned}
\sigma_c &= \frac{F}{A} = \frac{2T}{0.5 W \cdot L \cdot D_p} = \frac{4T}{W \cdot L \cdot D_p} \\
\frac{4T}{W \cdot L \cdot D_p} &\leq \frac{Kc \cdot \sigma_{syp}}{sf} \\
L &\geq \frac{4T \cdot sf}{Kc \cdot W \cdot \sigma_{syp} \cdot D_p} \\
&\geq \frac{4 \cdot 180 \text{ kgf} \cdot 1,5}{1 \cdot 6,4 \text{ mm} \cdot 16,24 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \cdot 24 \text{ mm}} \\
&\geq 0,72 \text{ mm}
\end{aligned}$$

Maka tegangan kompresi pada pasak aman jika $L \geq 0,72 \text{ mm}$

4.9. Hasil Percobaan

Tabel 4.2. Hasil Data Percobaan

JENIS ALAT SUNTIK	JUMLAH	WAKTU PROSES PENGHANCURAN
3cc / 3ml	1 buah	35 detik
5cc / 5ml	1 buah	46 detik
10cc / 10ml	1 buah	59 detik

BAB 5

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan dan perencanaan pada Mesin Penghancur Sampah Alat Suntik dapat mensterilkan jarum yang telah menjadi potongan berukuran nanometer dan spuit bekas berukuran 2-5 mm diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Telah didapat rancangan mesin Penghancur Sampah Alat Suntik dengan dimensi P x L x T (480 x 290 x 880) mm
2. Telah didapat desain pisau dan rumah pisau untuk mesin Penghancur Sampah Alat Suntik dengan Pisau berbahan ST 90 untuk menghancurkan tabung plastik (spuit) bekas yang berupa 3 pisau yang diletakkan di rumah pisau dan satu pisau diam . Sedangkan penggunaan batu gerinda untuk menghancurkan jarum suntik bekas.
3. Telah terwujud mesin Penghancur Sampah Alat Suntik yang sesuai dengan dimensi yang diinginkan dengan perhitungan sebagai berikut :
 - a. Untuk proses menghancurkan tabung suntik (spuit) menggunakan 3 buah pisau dibutuhkan gaya sebesar 6 Kgf .
 - b. Daya yang dibutuhkan sebesar 376 watt, maka dari itu motor yang digunakan adalah motor AC dengan daya 0,5 HP dan putaran 1400 rpm.
 - c. Pada poros motor terpasang *pulley* dengan diameter 88,9 mm, pada poros satu terpasang *pulley* diameter 101,4 mm. Kedua *pulley* dihubungkan dengan *v-belt* tipe A dengan nomor 52.

- d. Poros yang digunakan untuk tumpuan pisau adalah poros S45C dengan diameter 24 mm dan panjang 390 mm.
- e. Tipe *bearing* yang digunakan pada poros adalah tipe *single row ball bearing* untuk poros 24 mm.
- f. Pasak yang digunakan adalah pasak *square* dengan dimensi W x H x L (6,4 x 6,4 x 56) mm
- g. Batu gerinda dengan jenis Cylindrical Grinding Wheels untuk menghancurkan jarum suntik berukuran D=15 cm.

5.2 Saran

1. Untuk penelitian kedepannya diharapkan dapat lebih dikembangkan lagi alat-alat untuk memajukan Puskesmas kecil daerah.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

1. Arthur E Smith, 1949-1950. *Menerima 8 paten AS untuk jarum suntik sekali pakai . Asal-usul-motivasi.blogspot.co.id*
2. Far Beyond Energy CV,2002. *Cold Work Tool Steel SKD11/SLD/DC11/AISI D2/2379. Beyond-steel.blogspot.co.id*
3. <http://farmstar.ca/power-transmission>.
4. <http://m.sinarmedika.com>
5. <http://hoks.en.alibaba.com>
6. <http://zonaelektro.net/motor-ac/>
7. John A. Schey ,2009. *Proses Manufaktur, Introduction to Manufacturing Processes. Andi Publishing.*
8. Karim Nice, 2000. *How Gears Work , Science.howstuffworks.com*
9. Linggama Della.Langkun Dewi.Maleteng Susi, 2010.*Alat Suntik Disposeble : Bhakti Husada. documents.tips*
10. Muhammad robith, 2015.*Prinsip Kerja Motor Induksi 1 Fasa*
11. Elizabet Marta, 2011.*Limbah Rumah Sakit dan Bahayanya*
12. Suhariyanto,2011.*Elemen mesin II.Surabaya : ITS Library*
13. Singkey, Joseph E, 2001. *Mechanical Engineering Design.Melbourne : McGrawHill.*

Lampiran 1. Tabel Konversi Satuan

TABLE. 1 Conversion Factors

Area		
1 mm ²	= 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ²	= 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ²	= 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity		
1 W/m-K	= 1 J/s-m-K	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
	= 0.577 789 Btu/h-ft-R	
Density		
1 kg/m ³	= 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³	= 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³	= 1 kg/L	
Energy		
1 J	= 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 J	= 0.737 562 lbf-ft	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
1 cal (Int.)	= 4.1868 J	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
		= 778.1693 lbf-ft
1 erg	= 1.0 × 10 ⁻⁷ J	
1 eV	= 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force		
1 N	= 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp	= 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation		
g	= 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy		
1 kJ/kg-K	= 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)		
1 W/m ²	= 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient		
1 W/m ² -K	= 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length		
1 mm	= 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm	= 0.01 m = 10 mm = 0.3937 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m	= 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km	= 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi	= 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

Lampiran 1. Tabel Konversi Satuan (Lanjutan)

TABLE (Continued) Conversion Factors			
Mass			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= 6.47989×10^{-5} kg	1 ton	= 2000 lbm
Moment (torque)			
1 N-m	= 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft	= 1.355 818 N-m
Momentum (mV)			
1 kg-m/s	= 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s	= 0.138 256 kg-m/s
	= 0.224809 lbf-s		
Power			
1 W	= 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf-ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf-ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
Pressure			
1 Pa	= 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ²	= 6.894 757 kPa
1 bar	= 1.0×10^5 Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. ²
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]		
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 Pa	= $0.000 6895$ bar
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C]	= 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. ²
Specific energy			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm	= 2.98907×10^{-3} kJ/kg
			= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Lampiran 2. Koefisian Gesek antara Belt dan Pulley

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather</u> :				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton</u> :				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 206)

Lampiran 3. Dimensi dan Bahan untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstit ched rubber	Woven semi-linen
Width b in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness h in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kg/cm ²	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm ³	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kg/dm ³	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constanta a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, E_b in kg/cm ²	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

Sumber: (Dobrovolsky, 1985: 214)

Lampiran 4. Kekuatan Tarik Baja Karbon Kontruksi Mesin Untuk Bahan Poros dan Pasak

Table A-2 Mechanical Properties of Plain Carbon and Alloy Steels (based on a 1 in. diameter specimen)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
1030	N	64	50	36	68	131	75
	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	172	65
1040	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
	HR	91	52	27	50	201	63
1045	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1050	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1095	N	99	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1118	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	18	38	295	—
2330	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
3140	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
4130	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
4130	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

SOURCE: *ASME Handbook—Material Properties*, McGraw-Hill Book Co., 1954; *Reference Data Book*, Joseph T. Ryerson and Sons, Inc., 1965.

NOTE: HR = hot rolled, HRA = hot rolled annealed, CD = cold drawn, CDA = cold drawn annealed, HRN = hot rolled normalized, A = annealed, N = normalized.

Lampiran 5. Beban Equivalen Bearing

Lampiran IV : Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact anguler α , deg	(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e	
		(Fa/V.Fr) > e		(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e			
		X	Y	X	Y	X	Y		
Radial Contact Ball Bearing									
	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19	
	0,028		1,99				1,99	0,22	
	0,056		1,71				1,71	0,26	
	0,084		1,55				1,55	0,28	
	0,110		1,45				1,45	0,30	
	0,170		1,31				1,31	0,34	
	0,280		1,15				1,15	0,38	
	0,420		1,04				1,04	0,42	
	0,560		1,00				1,00	0,44	
Anguler Contact Ball Bearing									
5	0,014	0,56	2,30	Use X,Y and e evaluates applicable to single- row radial contact bearing	2,78	0,78	3,74	0,23	
	0,028		1,99				2,40	3,23	0,26
	0,056		1,71				2,07	2,78	0,30
	0,085		1,55				1,87	2,52	0,34
	0,110		1,45				1,75	2,36	0,36
	0,170		1,31				1,58	2,13	0,40
	0,280		1,15				1,39	1,87	0,45
	0,420		1,04				1,26	1,69	0,50
	0,560		1,00				1,21	1,63	0,52
10	0,014	0,46	1,88	1,0	2,18	0,75	2,30	0,19	
	0,029		1,71				1,98	1,99	0,22
	0,057		1,52				1,76	1,71	0,26
	0,086		1,41				1,63	1,55	0,28
	0,110		1,34				1,55	1,45	0,30
	0,170		1,23				1,42	1,31	0,34
	0,290		1,10				1,27	1,15	0,38
	0,430		1,01				1,17	1,04	0,42
	0,570		1,00				1,16	1,00	0,44

Catatan :

(Fa/V.Fr) = e, maka : X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber : Deuschman, 1975

Lampiran 6. Dimensi Standart Roll Bearing Dan Gaya Dinamis Bearing

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing

(Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Dimension Series 03														
Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Width B mm	Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing		
				Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	
4	16	0,012	5											
5	19	0,012	6											
6														
7														
8														
9														
10	35	0,024	11			845	1400							
12	37	0,039	12	530	1630	1040	1680							
15	42	0,039	13	590	1650	1220	1960							
17	47	0,039	14	820	2170	1470	2340							
20	52	0,039	15	900	2150	1750	2750	1920	3000					
25	62	0,039	17	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700	
30	72	0,039	19	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500	
35	80	0,059	21	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800	
40	90	0,059	23	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700	
45	100	0,059	25	3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000	
50	110	0,079	27	3930	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300	

Sumber : Deuschman, 1975

Lampiran 7. Jenis Beban Ball Bearing

Type Of Service	Multiply Calculated Load by Following Factors	
	Ball Bearing	Roller Bearing
Uniform and steady load	1,0	1,0
Light shock load	1,5	1,0
Moderate shock load	2,0	1,3
Heavy shock load	2,5	1,7
Extreme and indeterminate shock load	3,0	2,0

Lampiran 8. Tipe dan Dimensi Belt

Cross-section of V-belt	(Ukuran untuk Gambar 3.12b)						
	O	A	B	C	D	E	F
Cross-section area (A) in cm ²	0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7
In conformity with the standard design of inner* length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1.800	3.150	4.500
	max	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000
Difference between design and inner length of belt in mm		25	33	40	55	76	95
Minimum allowable design diameters of pulleys in mm		63	90	125	200	315	500
Constants in formula (3-25)	a	23	25	28	30	32	32
	w	100	120	180	215	280	340
Maximum recommended velocity v max in m/sec		25	25	25	25	30	30
Design width of belt a _d in mm		8.5	11	14	19	27	32
Rated size of pulley grooves. Fig. (3-23), mm	e	10	12.5	16	21	28.5	34
	C	2.5	3.5	5	6	8.5	10
	t	12	16	20	26	37.5	44.5
	S	8	10	12.5	17	24	29
	β°	β atau φ			34-40	36-40	38-40

Note: The angle of groove (β) is selected depending on the pulley diameter; lesser angle corresponds to a lesser diameter. (Sumber: Dobrovolsky, 1985: 216)

Lampiran 9. Tabel Faktor Kecepatan

Kecepatan belt v (m/s)	1	5	10	15	20	25	30
Belt datar, Cv	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
Vbelt, Cv	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

(Sumber :Dobrovolsky, 1985: 236)

Lampiran 10. Tabel Faktor Sudut Kontak

Sudut kontak α (°)	80	120	140	160	180	220
Belt datar, Ca	-	0,82	0,88	0,94	1,0	1,12
V-belt, Ca	0,62	0,83	0,90	0,96	1,0	1,08

(Sumber : Dobrovolsky, 1985: 237)

Lampiran 11. Lebar pasak

TABLE 11-1 Key size vs. shaft diameter

Nominal shaft diameter		Nominal key size		
Over	To (incl.)	Width, W	Height, H	
			Square	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 $\frac{1}{4}$	1/4	1/4	3/16
1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{3}{8}$	5/16	5/16	1/4
1 $\frac{3}{8}$	1 $\frac{1}{2}$	3/8	3/8	1/4
1 $\frac{3}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	1/2	1/2	3/8
2 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{3}{4}$	5/8	5/8	7/16
2 $\frac{3}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	3/4	3/4	1/2
3 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{3}{4}$	7/8	7/8	5/8
3 $\frac{3}{4}$	4 $\frac{1}{2}$	1	1	3/4
4 $\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	7/8
5 $\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{1}{2}$	1
6 $\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{3}{4}$	1 $\frac{3}{4}$	1 $\frac{1}{2}$
7 $\frac{1}{2}$	9	2	2	1 $\frac{1}{2}$
9	11	2 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$	1 $\frac{3}{4}$
11	13	3	3	2
13	15	3 $\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{2}$	2 $\frac{1}{2}$
15	18	4		3
18	22	5		3 $\frac{1}{2}$
22	26	6		4
26	30	7		5

Source: Reprinted from ANSI Standard B17.1-1967(R98), by permission of the American Society of Mechanical Engineers. All rights reserved.

Note: Values in nonshaded areas are preferred. Dimensions are in inches.

Lampiran 12. Pemilihan bahan poros dan pasak

Table A-2 (continued)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, HRN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	59
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	50
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
	CDA	117	95	15	43	235	55
4640	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
	CD	92	77	20	55	187	65
5120	CDA	87	70	23	60	179	65
	CDA	105	88	18	52	212	60*
	N	100	81	25	57	192	45
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
	CDA	111	95	14	44	223	45
6150	N	136	89	22	61	269	—
	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
8640	CD	140	120	11	38	277	—
	CDA	107	90	14	45	217	60
	N	135	88	16	48	269	—
8740	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	—
	HR	115	75	22	58	241	45
E9310	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
	HR	123	80	18	47	241	—
9440	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

Lampiran 13. Dimensi V-Belt

Belt dan Pule

Tabel 3-9. Dimensi V-belt

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L mm
	b mm	h mm	A mm ²	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Tisa Wardatul Jannah Hidayad, dilahirkan dari keluarga sederhana di Sumenep, 14 juni 1996, merupakan anak pertama dari pasangan Bapak H. Noor Hidayad dan Ibu Titik Nurhayati. Yang beralamat di JL. Raya Dasuk No. 9 Sumenep. . Pendidikan formal pertama adalah SDN Pajagalan 1 Sumenep, SMPN 1 Sumenep, dan SMA AL-HIKMAH Surabaya. Kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-

DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur melalui seleksi ujian masuk D-3 pada tahun 2013 dan terdaftar dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2114039003.

Di jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur. Penulis dikenal aktif mengikuti kegiatan Program Kreativitas Mahasiswa ITS pada tahun 2014, 2015, dan 2016. Penulis sempat merasakan magang di PT. Semen Gresik (Persero)Tbk. di Divisi Finish Mill 1-2. Selain itu, ketertarikan penulis terhadap dunia manufaktur mendorongnya berperan aktif untuk menerapkan keterampilannya di dalam maupun di luar kampus, yang disumbangkan dengan peran aktif di Organisasi Forum Komunikasi M3NER-ITS 2014-2016 sebagai anggota dan kepala departemen, serta mengikuti berbagai kegiatan kepanitiaan yang diadakan oleh ITS salah satunya yaitu GERIGI ITS 2014 dan GERIGI ITS 2015.

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan dari keluarga sederhana di Tulungagung, 12 Maret 1996, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara pasangan Bapak Jaka Widodo dan Ibu Enni Zunifa. Yang beralamat di JL. Belibis I AB/17 perum GKA, Kabupaten Gresik. Pendidikan formal pertama adalah SD Muhammadiyah GKB Gresik, SMP Muhammadiyah 12 Gresik, dan SMA Muhammadiyah 1 Gresik Kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur melalui seleksi ujian masuk D-3 pada tahun 2014 dan terdaftar dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2114039036.

Di jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur. Penulis dikenal aktif mengikuti kegiatan Program Kreativitas Mahasiswa ITS pada tahun 2014, 2015, dan 2016. Penulis sempat merasakan magang di PT. Semen Gresik (Persero)Tbk. di Divisi Finish Mill 1-2. Selain itu, ketertarikan penulis terhadap dunia manufaktur mendorongnya berperan aktif untuk menerapkan keterampilannya di dalam maupun di luar kampus, yang disumbangkan dengan peran aktif di Organisasi Forum Komunikasi M3NER-ITS 2015-2016 sebagai Kepala Departemen Minat dan Bakat, serta mengikuti berbagai organisasi ITS salah satunya Lembaga Minat Bakat pada tahun 2015.

